

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ОМЕЛЬНИЦЬКИЙ ОЛЕГ ЄВГЕНОВИЧ

УДК 629.132

ДИСЕРТАЦІЯ
ПОЛІПШЕННЯ МАНЕВРНОСТІ ТА СТІЙКОСТІ РУХУ МЕТРОБУСІВ

Спеціальність: 05.22.02 – «Автомобілі та трактори»

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

О.Є. Омельницький

Науковий керівник –
Сахно Володимир Прохорович
доктор технічних наук, професор

Київ – 2021

АНОТАЦІЯ

Омельницький О.Є. Поліпшення маневреності та стійкості руху метробусів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 «Автомобілі та трактори». – Національний транспортний університет, Київ, 2020.

Безпечні системи громадського транспорту все більше розглядаються як важливий засіб безпечного підвищення мобільності населення, особливо в міських районах, які страждають від зростаючих транспортних заторів. У багатьох містах з високими доходами особливо акцентується політика скорочення використання особистого автомобільного транспорту за допомогою інвестицій в розвиток мереж громадського транспорту. Інвестиції в безпечний громадський транспорт розглядаються також як механізм, що стимулює зростання фізичної активності і, отже, сприяє зміцненню здоров'я населення.

Метробус або нова система автобусного руху "Швидкісний автобусний транспорт" (Bus Rapid Transport, BRT) є результатом розвитку мережі автобусного суспільного транспорту. В порівнянні з метро цей проект володіє явними перевагами: менша вартість створення мережі, менша вартість рухомого складу, мобільність та ін. [1,2].

Зручність, безпека і покращена організація дорожнього руху – це далеко не все, що зможе дати пасажирам система швидкісного автобусного транспорту. У цій системі пасажирські швидкісні автобуси пересуваються по спеціально виділених смугах. Вони відокремлені від проїжджої частини і обладнані закритими пасажирськими станціями з платформами на одному рівні і підземними переходами.

Рухомий склад, що використовується в системі BRT, двох видів: перший - класичний, дволанковий метробус з двигуном, що працює як на дизельному, так і на газовому паливі; другий варіант- триланковий метробус нового покоління з гібридним електро-газовим двигуном. Ці два варіанти притаманні зчленованим автобусам, 18-ти і 24-х метрової довжини [3].

Особливістю проектування функціональних систем, забезпечуючих маневреність та стійкість автопоїздів і метробусів (у подальшому АТЗ), є паралельні процеси їх конструювання, оптимізації і моделювання динаміки транспортного засобу в цілому при багатокритеріальності інколи протиречних задач [4].

Характеристики маневреності і стійкості, як відомо, визначаються комбінацією експлуатаційних, масово-геометричних і конструктивних параметрів модулів АТЗ. У загальному випадку бажані сполучення вказаних параметрів з точки зору стійкості та маневреності навіть для одного і того ж транспортного засобу в діапазоні експлуатаційних навантажень і швидкостей руху бувають різними. Як, наслідок, є складність отримання на ранніх стадіях створення АТЗ точних конструктивних параметрів і кількісних показників за критеріями маневреності та стійкості руху [5].

Результатами сучасних досліджень доведено, що маневреність транспортних засобів на попередньому етапі можна визначати на жорстких у бічному напрямку колесах. При цьому похибка розрахунків габаритної смуги руху (ГСР) не перевищить 10...12%.

Методика розрахунку ГСР базується на визначенні кутів складання ланок автопоїзда і зміщення траєкторій ведених ланок щодо траєкторії ведучої. Ця методика може бути застосована і для визначення ГСР метробуса з некерованими і керованими причіпними ланками.

Траєкторія кожної ланки метробуса визначається траєкторією її головної точки, тобто при розгляді питань кінематики повороту триланкового метробуса його можна звести до двовісного автобуса і двох одновісних причепів. У такому випадку триланковий метробус можна розділити на дві пари кінематичних ланок – автобус + перший причіп з некерованими колесами (осями) і перший причіп + другий причіп як з некерованою, так і керованою задньою віссю. Дволанковий метробус можна отримати із триланкового, якщо знехтувати першим причепом.

При односторонньому криволінійному русі кожна пара ланок метробуса проходить декілька стадій, а саме стадія початкового прямолінійного руху (перед поворотом), стадія входження в поворот, стадія кругового повороту, стадія виходу з повороту. Кожна із стадій повороту описана своєю системою диференціальних рівнянь руху, розв'язок яких дозволив встановити, що при неграничному повороті поворот усіх елементарних кінематичних ланок здійснюється на першій стадії послідовно, причому друга ланка забігає більш інтенсивно у внутрішню сторону повороту, збільшуючи другий кут складання і зміщення траєкторій причіпних ланок по відношенню до траєкторії автобуса, а відповідно і ГСР. При цьому поліпшити показники маневреності триланкового метробуса за рахунок компоновальних параметрів автобуса і причіпних ланок у граничних режимах руху практично неможливо. Наявність керованого причепа показує на досить складні залежності кутів складання від кута повороту керованих коліс автобуса, проте за обраного передаточного відношення приводу управління габаритна смуга руху триланкового метробуса зменшується у порівнянні з некерованим на 10,5%. При цьому некерований метробус не вписується у допустиму смугу руху, регламентовану DIRECTIVE 2002/7/ЕС. Це необхідно враховувати при проектуванні траси для руху триланкових метробусів.

Траєкторії характерних точок автобуса і причепів, а відповідно і ГСР метробуса, що отримані без урахування бічного відведення шин можуть суттєво вплинути (в межах 15%) як на маневреність, так і стійкість його руху. Тому у подальшому була розглянута маневреність метробуса на еластичних у бічному напрямку колесах. На основі розробленої математичної моделі плоскопаралельного руху метробуса було встановлено, що урахування бічного відведення шин коліс метробуса зменшує його ГСР у порівнянні з метробусом на жорстких у бічному напрямку колесах. Так, габаритна смуга руху при русі коловою траєкторією метробуса з керованим другим причепом складає 6,78 м, а з некерованим – 7,43 м, що на 7,65 і 5,21%% відповідно менше, чим для метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах. Разом з тим, при

виконанні маневру ISO за швидкості руху 5 м/с метробус як з некерованим, так і керованим другим причепом вписуються у нормований коридор руху. При швидкості 10 м/с уже спостерігаються коливання метробуса з керованим причепом, які перевищують допустимі, а при швидкості 15 м/с це явище має місце і для метробуса з некерованим причепом.

Отримані залежності для показників маневреності метробуса були перевірені за показниками стійкості у різних режимах руху.

У якості основних оціночних показників стійкості руху метробуса прийняті критична швидкість руху і швидкість появи коливальної нестійкості. Ця швидкість визначені для триланкових метробусів з керованим і некерованим другим причепом та проаналізовані фактори, що впливають на їх чисельне значення. Встановлено, що на підвищення критичної швидкості руху метробуса позитивно позначається зменшення коефіцієнта опору відведенню коліс керованих осей автобуса і другого причепа (наприклад, зменшення тиску повітря в шинах коліс цих осей). Аналогічно до збільшення критичної швидкості руху призводить і підвищення коефіцієнта опору відведення коліс некерованих осей причепа, зменшення відстані між центром мас автобуса і точкою його зчипки з першим причепом. Збільшення маси автобуса і першого причепа при незмінній загальній масі метробуса призводить до збільшення критичної швидкості руху автопоїзда, у той час як збільшення маси останнього причепа призводить до її зменшення. При цьому встановлено, що швидкість появи коливальної нестійкості метробуса, що відповідає появі першого додатного кореня при розв'язку характеристичного рівняння, менша його критичної швидкості. За величиною цієї швидкості перевагу слід віддати автопоїзду з некерованим другим причепом.

Для перевірки отриманих результатів щодо маневреності метробуса було створено масштабовану самохідну модель триланкового автобуса. В ході експериментальних досліджень перевірялась адекватність розробленої математичної моделі і вихідних положень, покладених в основу розрахунку показників маневреності триланкових метробусів. Програма випробувань

метробуса складалася із двох частин, та мала на меті визначення показників маневреності. В ході експерименту було доведено адекватність розробленої математичної моделі для визначення показників маневреності метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах. Максимальні відхилення траєкторії другого причепа щодо траєкторії автобуса не перевищили у всіх режимах повороту 8,9%.

За результатами проведених досліджень зроблені такі висновки та рекомендації.

1. В дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача підвищення показників маневреності і стійкості руху триланкових метробусів шляхом вибору раціональної компоувальної схеми та конструктивних параметрів його причіпних ланок.

2. За допомогою розробленої математичної моделі плоскопаралельного руху триланкового метробуса визначені показники маневреності і стійкості руху. Зокрема, встановлено, що габаритна смуга руху при русі коловою траєкторією автопоїзда з керованим другим причепом складає 6,78 м, а з некерованим – 7,43 м, що на 7,65 і 5,21%% відповідно менше, чим для метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах. При виконанні маневру ISO за швидкості руху автопоїздів 5 м/с як метробус з некерованим, так і керованим другим причепом вписуються у нормований коридор руху. При швидкості 10 м/с уже спостерігаються коливання керованого другого причепа, а відповідно і метробуса, які перевищують допустимі, а при швидкості 15 м/с це явище має місце і для метробуса з некерованим другим причепом.

3. Визначена критична швидкість руху триланкових метробусів з керованим і некерованим другим причепом та проаналізовані фактори, що впливають на її чисельне значення. При цьому встановлено, що для метробуса з некерованим причепом до швидкості 32,2 м/с, а для метробуса з керованим причепом до швидкості 29,0 м/с усі дійсні власні значення коренів характеристичного рівняння є від'ємними, тобто такий режим руху є стійким. При збільшенні швидкості руху метробуса з керованим причепом понад 29 м/с

(до швидкості 29,2 м/с) один із коренів характеристичного рівняння став додатнім, тобто за цієї швидкості метробус з керованим причепом може втратити стійкість, тобто цю швидкість можна вважати критичною.

4. Отримані залежності кутів відведення першого і другого некерованого причепів, а також кутової і бічної швидкості центра мас автобуса. Показано, що за швидкості $v=5$ м/с змінні бічна і кутова швидкості центра мас автобуса, кути відведення коліс причепів з плином часу стабілізуються, чим забезпечується стійкість його руху. При збільшенні швидкості руху до $v=15$ м/с, що відповідає випадку $v > v^*$ (v^* - швидкість появи коливальної нестійкості), для поведінки змінних характерним є зростання амплітуд коливального процесу для кутової і бічної швидкості центра мас автобуса, що призводить до порушення стійкості руху метробуса.

5. Визначені бічні прискорення, що діють у центрі мас окремих ланок, шляхом розв'язку вихідної нелінійної системи диференціальних рівнянь. За величиною прискорень визначався режим руху. Режим руху вважався стійким, якщо прискорення будь-якої ланки метробуса не перевищували $4,5 \text{ м/с}^2$. Встановлено, що за швидкості 10 м/с бічні прискорення, що діють на окремі ланки метробуса з некерованим другим причепом при виконанні маневру „поворот”, менші у порівнянні з керованим метробусом на 22... 29 %%. При виконанні маневру „ривок рульового колеса” за швидкості 10 м/с обидва варіанти метробуса не забезпечують стійкість руху, бо максимальні бічні прискорення у центрі мас другого причепа перевищують порогове значення – $4,5 \text{ м/с}^2$.

6. Показано, що при аналізі стійкості руху метробуса більш інформативним, ніж бічні прискорення, є коефіцієнт посилення бічного прискорення останнього причепа. Аналіз результатів розрахунку показав, що для метробуса з некерованим другим причепом коефіцієнт посилення значно менший у порівнянні з керованим метробусом, тобто за показниками стійкості у неусталених режимах перевагу слід віддати метробусу з некерованим другим причепом.

7. За допомогою розробленої самохідної масштабованої моделі триланкового метробуса доведена адекватність розробленої математичної моделі для визначення показників маневреності метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах. Максимальні відхилення траєкторії другого причепа щодо траєкторії автобуса не перевищили 8,5% при коловому русі; 6,1% - при повороті на 90^0 ; 7,2% - при виконанні маневру «переставка» і 3,5% - при прямолінійному русі.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у вирішенні важливої науково-практичної задачі підвищення показників маневреності і стійкості руху триланкових метробусів:

вперше отримані якісні і кількісні оцінки ступеня впливу різних конструктивних і експлуатаційних факторів на показники маневреності і стійкості руху триланкових метробусів різних компоувальних схем;

удосконалено багатомасову нелінійну математичну модель динаміки керованого руху триланкових метробусів різних компоувальних схем, на основі якої визначені показники їх маневреності, критичної швидкості і швидкості появи коливальної нестійкості;

отримало подальший розвиток питання порівняльної оцінки показників маневреності триланкових метробусів на жорстких і еластичних у бічному напрямку колесах.

Практичну цінність результатів дослідження складають:

- математична модель керованого руху триланкових метробусів, методика і програма розрахунків оціночних показників і характеристик маневреності і стійкості руху таких транспортних засобів, а також результати розрахунково-теоретичних досліджень, що можуть бути використані заводами і проектними організаціями автомобільної промисловості при їх створенні як на стадії проектування, так і при їх доводці;

- рекомендації щодо покращання показників маневреності і стійкості руху триланкових метробусів, що можуть бути використані підприємствами

автомобільного транспорту при оцінці можливості їх експлуатації, виборі раціонального складу, внесенні необхідних змін у конструкцію окремих ланок метробуса, а також виборі безпечних умов і режимів їх руху.

Ключові слова: система BRT, метробус, причіп, автобус, кут складання, маневреність, габаритна смуга руху, стійкість, критична швидкість.

Список публікацій здобувача

Публікації у наукових фахових виданнях України

1. Сахно В.П. До порівняльної оцінки транспортних засобів для міських перевезень пасажирів в системі BRT /В.П.Сахно, В.М.Поляков, Є.М.Місько, Омельницький О.Є.//Автошляховик України.–2019, №6, С.7-11.

2. Омельницький О.Є. Аналіз конструкції метробусів /О.Є.Омельницький // Автошляховик України. – 2018, №3, С.7-11

3. Сахно В.П. Маневреність метробусів / В.П.Сахно, В.В.Біліченко, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький //Вісник машинобудування та транспорту : науковий журнал /Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет – Вінниця: ВНТУ, № 2(6), 2018. – С.131-140.

4. Сахно В.П. Шляхи поліпшення маневреності метробуса /В.П.Сахно, І.С.Мурований, В.В.Стельмащук, В.П.Онищук, О.Є.Омельницький//Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцький НТУ, 2018. - №2. – С.122-133.

5. Сахно В.П. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на показники маневреності метробуса /В.П.Сахно, В.М.Поляков, С.М.Шарай, О.Є.Омельницький //Вісник ЖДТУ, 2018, №2 (77), с.248-256.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав

6. Volodimir Sakhno, Juraj Gerlici, Victor Poliakov, Alexandr Kravchenko, Oleg Omelnitsky, Tomas Lask. Road train motion stability in BRT system //XXIII Polish-Slovak Scientific Conference Machine Modelling and Simulation. MMS 2018.- Book of abstracts, September 4-7, 2018, Rydzyna Poland, p.49.

7. Sakhno Volodymyr. До питання щодо маневреності метробуса/Sakhno Volodymyr, Omelnytskyi Oleg, Poliakov Victor// Systemy i srodki transportu samochodowego. Badania, konstrukcja i technologia. Wybrane zagadnienia. – Monografia nr 12, Seria: Transport. – Rzeszow, 2018 – С. 101–108.

Публікації апробаційного характеру

8. Сахно В.П. Маневреність триланкового метробуса/ В.П.Сахно, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький //НАУКОВІ ПРАЦІ Міжнародної науково-практичної конференції "Новітні технології розвитку автомобільного транспорту". – Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України. – 2018. – С. 305-308.

9. Сахно В.П. Переваги, недоліки та перспективи метробусів/В.П.Сахно, В.В.Біліченко, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький//Матеріали УІ-ої міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту». 12-13 квітня 2018 р. – Вінниця, Вінницький національний технічний університет. – С. 176-178.

10. Сахно В.П. Пути улучшения маневренности метробусов /В.П.Сахно, В.П.Онищук, О.Е.Омельницький //Материалы Международной научно-технической конференции «Автомобиле- и тракторостроение. – Минск, Белорусский национальный технический университет, 2018. – С. 45-48.

11. Сахно В.П. Перспективи використання метробусів в Україні /В.П.Сахно, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький //Матеріали 9-ої Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування». – Херсон: Херсонська державна морська академія, 2018. – С. 313-318.

12.Сахно В.П. Поліпшення експлуатаційних властивостей метробусів /В.П.Сахно, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький //Збірник наукових праць ІУ Всеукраїнської науково-практичної конференції «Новітні шляхи створення, експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів». – Миколаїв: ТОВ «МІПРО», 2018. – С.63-64.

ANNOTATION

Omelnyskyi O.E. Improvement of performance and stability of metrobuses. - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences in specialty 05.22.20 "Cars and tractors". - National University of Transport, Kyiv, 2019.

The trajectory of each link of the subway is determined by the trajectory of its main point, ie when considering the kinematics of the three-link subway, it can be reduced to a two-axle bus and two single-axle trailers. In this case, the three-link minibus can be divided into two pairs of kinematic links - bus + first trailer with uncontrolled wheels (axles) and the first trailer + second trailer with both uncontrolled and steered rear axle. A two-link metro bus can be obtained from a three-link bus if the first trailer is neglected.

With one-way curvilinear movement, each pair of links of the metrobus goes through several stages, namely the stage of initial rectilinear motion (before turning), the stage of entering the turn, the stage of circular turn, the stage of exiting the turn. Each of the stages of rotation is described by its system of differential equations of motion, the solution of which allowed to establish that in infinite rotation the rotation of all elementary kinematic links is carried out in the first stage sequentially, and the second link runs more intensely inwards links in relation to the trajectory of the bus, and accordingly the GSR. At the same time, it is almost impossible to improve the maneuverability of a three-link metro bus due to the layout parameters of the bus and trailer links in extreme traffic modes. The presence of a steered trailer shows a rather complex dependence of the angles of assembly on the angle of rotation of the steered wheels of the bus, but with the selected gear ratio of the control drive the overall lane of a three-link minibus is reduced by 10.5%. At the same time the uncontrolled metrobus does not fit into the admissible lane regulated by DIRECTIVE 2002/7 / EC. This must be taken into account when designing a route for three-link metro buses.

The trajectories of the characteristic points of the bus and trailers, and accordingly the GSR of the metrobus, obtained without taking into account the lateral

diversion of the tires can significantly affect (within 15%) both the maneuverability and stability of its movement. Therefore, the maneuverability of the subway on elastic wheels in the lateral direction was further considered. Based on the developed mathematical model of plane-parallel movement of the metrobus, it was found that taking into account the lateral deflection of the tires of the metro wheels reduces its GSR in comparison with the metrobus on rigid lateral wheels. Thus, the overall lane when driving on a circular trajectory of a minibus with a controlled second trailer is 6.78 m, and with an uncontrolled - 7.43 m, which is 7.65 and 5.21 %%, respectively, less than for a minibus on a rigid side direction of the wheels. At the same time, when performing the ISO maneuver at a speed of 5 m / s, a metro bus with both an uncontrolled and a controlled second trailer fits into a normalized traffic corridor. At a speed of 10 m / s, there are already oscillations of the subway with a controlled trailer, which exceed the allowable, and at a speed of 15 m / s, this phenomenon also occurs for a subway with an unguided trailer.

The obtained dependences for the maneuverability indicators of the subway were checked for stability in different driving modes.

Critical speed and speed of oscillating instability are accepted as the main estimation indicators of stability of movement of the metrobus. These speeds are determined for three-link minibuses with controlled and uncontrolled second trailer and the factors influencing their numerical value are analyzed. It was found that increasing the critical speed of the metro has a positive effect on reducing the coefficient of resistance to the removal of the wheels of the steered axles of the bus and the second trailer (for example, reducing the air pressure in the tires of these axles). Similarly, an increase in the critical speed leads to an increase in the drag coefficient of the wheels of the uncontrolled axles of the trailer, a decrease in the distance between the center of mass of the bus and the point of its coupling with the first trailer. An increase in the weight of the bus and the first trailer with a constant total weight of the subway leads to an increase in the critical speed of the road train, while an increase in the weight of the last trailer leads to a decrease. It was found that the rate of occurrence of oscillating instability of the metrobus, which corresponded

to the appearance of the first positive root at the solution of the characteristic equation, is less than its critical speed. In terms of this speed, preference should be given to a road train with an uncontrolled second trailer.

A scalable self-propelled model of a three-link bus was created to verify the obtained results regarding the maneuverability of the metro bus. In the course of experimental researches the adequacy of the developed mathematical model and initial positions, which are the basis for calculating the maneuverability indicators of three-link minibuses, were checked. The metro test program consisted of two parts, and aimed to determine the indicators of maneuverability. During the experiment, the adequacy of the developed mathematical model for determining the maneuverability of the metrobus on rigid lateral wheels was proved. The maximum deviations of the trajectory of the second trailer relative to the trajectory of the bus did not exceed 8.9% in all turning modes.

Based on the results of the research, the following conclusions and recommendations were made.

1. In the dissertation the important scientific and practical problem of increase of indicators of maneuverability and stability of movement of three-link metrobuses by a choice of the rational layout scheme and constructive parameters of its trailer links is solved.
2. By means of the developed mathematical model of plane-parallel movement of the three-link metrobus indicators of maneuverability and stability of movement are defined. In particular, it was found that the overall lane when driving on a circular trajectory of a road train with a controlled second trailer is 6.78 m, and with an uncontrolled - 7.43 m, which is 7.65 and 5.21 %%, respectively, less than for a minibus on rigid lateral wheels. When performing the ISO maneuver at a train speed of 5 m / s, both a minibus with an uncontrolled and a controlled second trailer fit into a normalized traffic corridor. At a speed of 10 m / s there are already oscillations of the controlled second trailer, and accordingly the subway, which exceed the allowable, and at a speed of 15 m / s this phenomenon also occurs for the subway with an uncontrolled second trailer.

3. The critical speed of three-link metro buses with controlled and uncontrolled second trailer is determined and the factors influencing its numerical value are analyzed. It is established that for a minibus with an uncontrolled trailer up to a speed of 32.2 m / s, and for a metrobus with a controlled trailer up to a speed of 29.0 m / s all valid eigenvalues of the roots of the characteristic equation are negative, ie this mode of movement is stable. When the speed of a controlled trailer exceeds 29 m / s (up to a speed of 29.2 m / s), one of the roots of the characteristic equation becomes positive, ie at this speed a controlled trailer can lose stability, ie this speed can be considered critical.

4. The dependences of the angles of the first and second uncontrolled trailers, as well as the angular and lateral velocity of the center of mass of the bus. It is shown that at a speed $v = 5$ m / s the lateral and angular velocities of the center of mass of the bus are variable, the angles of the trailer wheels stabilize over time, which ensures the stability of its movement. When increasing the speed to $v = 15$ m / s, which corresponds to the case $v > v^*$ (v^* - the rate of oscillation instability), the behavior of variables is characterized by an increase in the amplitudes of the oscillating process for angular and lateral velocities of the center of mass of the bus. violation of the stability of the metro bus.

5. The lateral accelerations acting in the center of mass of individual units are determined by solving the initial nonlinear system of differential equations. The mode of acceleration was determined by the mode of motion. The mode of movement was considered stable if the acceleration of any part of the bus did not exceed 4.5 m / s². It is established that at a speed of 10 m / s lateral accelerations acting on individual parts of the subway with an uncontrolled second trailer when performing the maneuver "turn", less in comparison with the controlled subway by 22 ... 29 %%. When performing the maneuver "jerk of the steering wheel" at a speed of 10 m / s, both versions of the bus do not provide stability, because the maximum lateral acceleration in the center of mass of the second trailer exceeds the threshold value - 4.5 m / s².

6. It is shown that in the analysis of the stability of the metro bus more informative

than the lateral accelerations, is the gain of the lateral acceleration of the last trailer. Analysis of the calculation results showed that for a subway with an uncontrolled second trailer, the gain is much lower compared to a controlled subway, ie in terms of stability in unstable modes, preference should be given to a subway with an uncontrolled second trailer.

7. By means of the developed self-propelled scalable model of the three-link metrobus the adequacy of the developed mathematical model for definition of indicators of maneuverability of the metrobus on rigid in the lateral direction wheels is proved. The maximum deviations of the trajectory of the second trailer relative to the trajectory of the bus did not exceed 8.5% in circular motion; 6.1% - when turning 900; 7.2% - when performing the maneuver "permutation" and 3.5% - when moving in a straight line.

The scientific novelty of the obtained results is to solve an important scientific and practical problem of increasing the maneuverability and stability of three-link metro buses:

qualitative and quantitative estimates of the degree of influence of various design and operational factors on the indicators of maneuverability and stability of three-link minibuses of different layout schemes were obtained for the first time; the multimass nonlinear mathematical model of the dynamics of controlled motion of three-link metrobuses of different layout schemes has been improved, on the basis of which the indicators of their maneuverability, critical speed and speed of oscillation instability are determined;

received further development of the question of comparative assessment of the maneuverability of three-link minibuses on rigid and elastic in the lateral direction of the wheels.

The practical value of the results of the study are:

- mathematical model of controlled traffic of three-link minibuses, methods and program of calculations of estimation indicators and characteristics of maneuverability and stability of movement of such vehicles, and also results of calculation-theoretical researches which can be used by factories and design

organizations of the automobile industry. and in their refinement;

- recommendations for improving the maneuverability and stability of three-link minibuses that can be used by road transport companies in assessing the possibility of their operation, choosing a rational composition, making necessary changes to the design of individual metro bus units, as well as choosing safe conditions and modes.

Keywords: BRT system, metro bus, trailer, bus, folding angle, maneuverability, overall lane, stability, critical speed.

Implementation of work. The materials of the dissertation were accepted for use by the department of design development and scientific and technical expertise of SE “DerzhavtotransNDIproekt”.

List of publications of the applicant

Publications in scientific professional editions of Ukraine and abroad

1. Sakhno V.P. To the comparative assessment of vehicles for urban passenger transport in the BRT system / V.P.Sakhno, V.M.Polyakov, E.M.Misko, O.E. Omelnitsky // Autotrailer of Ukraine - 2019, №6, P.7-11
2. Omelnytskyi O.E. Analysis of the construction of metrobuses / O.E. Omelnytskyi // Autotrailer of Ukraine. - 2018, No. 3, P.7-11
3. Sakhno V.P. Maneuverability of metrobuses/ V.P. Sakhno, V.V. Bilichenko, V.M. Polyakov, O.E. Omelnytskyi//Bulletin of mechanical engineering and transport: scientific journal / Ministry of Education and Science of Ukraine, Vinnytsia National Technical University - Vinnytsia: VNTU , No. 2 (6), 2018. - P.131-140.
4. Sakhno V.P. Ways to improve the maneuverability of the metrobuses / V.P. Sakhno, I.S. Murovany, V.V. Stelmashchuk, V.P. Onishchuk, O.E. Omelnytskyi // Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal. - Lutsk NTU, 2018. - №2. - P.122-133.
5. Sakhno V.P. Influence of structural and operational factors on the indicators of maneuverability of the metro / V.P. Sakhno, V.Polyakov, S.Sharai, Omelnytskyi O.E.//Visnyk ZHDTU, 2018, N2, P.248-256.

6. Volodymyr Sakhno, Juraj Gerlici, Victor Poliakov, Alexandr Kravchenko, Oleg Omelnytskyi, Tomas Lask. Road train motion stability in the BRT system // XXIII Polish-Slovak Scientific Conference Machine Modeling and Simulation. MMS 2018.- Book of abstracts, September 4-7, 2018, Rydzyna Poland, p.49.

7. Sakhno Volodymyr. On the question of maneuverability of the metro / Sakhno Volodymyr, Omelnytskyi Oleg, Poliakov Victor // Systemy and srodki transportu samochodowego. Badania, constructions and technologia. Wybrane zagadnienia. - Monografia nr 12, Seria: Transport. - Rzeszow, 2018 - pp. 101–108.

8. Sakhno V.P. Maneuverability of the three-link subway / V.P. Sakhno, V.M. Polyakov, O.E. Omelnytskyi // Scientific papers. International scientific-practical conference "The newest technologies of development of road transport". - Kharkiv National Highway and Road University. Forensic Expert Forensic Center of the Ministry of Internal Affairs of Ukraine". - Kharkiv National Highway and Road University. Forensic Expert Forensic Center of the Ministry of Internal Affairs of Ukraine. - 2018. - P. 305-308.

9. Sakhno V.P. Advantages, disadvantages and prospects of metrobuses / V.P. Sakhno, V.V. Bilichenko, V.M. Polyakov, O.E. Omelnytskyi // Proceedings of the II International scientific-practical conference "Problems and prospects of development of road transport". April 12-13, 2018 - Vinnitsa, Vinnitsa National Technical University. - P. 176-178.

10. Sakhno V.P. Ways to improve the maneuverability of metrobuses / V.P.Sakhno, V.P. Onishchuk, O.E.Omelnytskyi // Proceedings of the International scientific and technical conference "Automobile and tractor construction. - Minsk, Belarusian National Technical University, 2018. - P. 45-48.

11. Sakhno V.P. Prospects for the use of metrobuses in Ukraine / V.P.Sakhno, V.P.Polyakov, O.E.Omelnytskyi // Proceedings of the 9th International Scientific and Practical Conference "Modern Power Plants for Transport, Technologies and Equipment for Their Maintenance". - Kherson: Kherson State Maritime Academy, 2018. - P. 313-318.

12. Sakhno V.P. Improvement of operational properties of metrobuses / V.P. Sakhno, V.M. Polyakov, O.E. Omelnytskyi // Collection of scientific papers of the IIA All-Ukrainian scientific-practical conference "The newest ways of creation, operation, repair and service of cars". - Nikolaev: MIPRO LLC, 2018. - P.63-64.

ЗМІСТ	
АНОТАЦІЯ.....	2
ЗМІСТ	19
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	21
ВСТУП.....	22
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	29
1.1 BRT системи. Переваги та недоліки систем.....	29
1.1.1 Головні ознаки BRT систем.....	31
1.1.2. Історія створення та розвитку.....	32
1.1.3. Аналіз конструкції метробусів та їх класифікація	35
1.1.4 Переваги BRT- систем	36
1.1.5 Недоліки BRT-систем.....	37
1.2 Маневреність метробусів та її оцінка.....	38
1.3. Стійкість триланкових автопоїздів та методи її оцінки.....	47
РОЗДІЛ 2 МАНЕВРЕНІСТЬ МЕТРОБУСА.....	61
2.1 Маневреність метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах.....	61
2.2 Маневреність метробуса на еластичних у бічному напрямку колесах.....	76
2.2.1 Бічне відведення автомобільного колеса.....	76
2.2.2 Рівняння плоскопаралельного руху метробуса.....	83
Висновки за розділом 2	91
РОЗДІЛ 3 ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ	
ФАКТОРІВ НА ПОКАЗНИКИ СТІЙКОСТІ РУХУ МЕТРОБУСА...94	
3.1. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на критичну швидкість руху метробуса.....	94
3.2. Стійкість метробуса у неусталених режимах руху.....	113
Висновки до розділу 3.....	121

РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МОДЕЛІ

ТРИЛАНКОВОГО МЕТРОБУСА.....	124
4.1 Мета і задачі експериментальних досліджень.....	124
4.2 Об'єкт експериментальних досліджень для дослідження маневреності метробуса.....	124
4.3 Програмно-апаратний комплекс.....	131
4.3.1 Контролер Arduino Uno.....	131
4.3.2 Плата розширення Arduino Motor Shield L293D.....	135
4.3.3 Плата для програмування Arduino Mega 2560.....	136
4.4 Програма експериментальних досліджень.....	139
4.5 Методика проведення експериментальних досліджень.....	140
4.6 Результати експериментальних досліджень.....	140
4.6.1 Рух моделі метробуса при виконанні маневрів «рух по колу», «поворот на 900» і «переставка».....	140
4.6.2 Рух моделі метробуса при прямолінійному русі.....	152
4.7. Висновки за розділом 4.....	152
ВИСНОВКИ.....	153
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	155
Додаток Е.....	

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

BRT	Bus Rapid System – система швидкісного автобусного транспорту
ШЗА	Шарнірно-зчленований автобус
РС	Рухомий склад
ГСР	Габаритна смуга руху
НТУ	Національний транспортний університет
ТЗ	Транспортний засіб
АТЗ	Автомобільний транспортний засіб

Вступ. За останнє десятиліття в США, країнах Південної Америки, Туреччині, Росії та в деяких країнах Європи як новий вид пасажирських перевезень розвиваються системи Bus Rapid Transit (BRT) – швидкісні автобусні перевезення. Цей вид пасажирського транспорту дешевший за метро, оскільки потребує при менших капіталовкладеннях налагодити пасажирські перевезення на маршрутах найбільших пасажиропотоків.

У Києві ще у 2018 році КМДА оголосила тендер на техніко-економічне обґрунтування для системи BRT від Троєщини до Севастопольської площі. Ємкість цієї лінії експерти оцінюють в 140 тисяч пасажирів на добу. Друга лінія пройде по Лівому берегу — від Дарницької площі на Лісовий масив, її ємкість оцінюють в 160 тисяч пасажирів на добу. Пасажиропотік буде порівнянний з тим, що щодня проходить через Сирецько-печерську лінію.

Попередня оцінка бюджету проекту — 100-120 мільйонів доларів. Ця сума включає реконструкцію магістралей, облаштування виділеної смуги з посадочними вузлами, реконструкцію перехресть і закупівлю рухомого складу для системи BRT [5].

Проект BRT передбачає рух автобусів по спеціально виділеним і часто огороженим смугам. Рухомий склад в системі BRT називають метробусом. Головною перевагою метробуса є його повна ізоляваність на дорозі від інших видів транспорту. Як засіб руху вибираються зчленовані автобуси останнього покоління, оснащені двигунами до 300 кВт. При цьому, як в метро, в салонах метробуса перевага віддається місцям для стояння. Завдяки цьому, тільки один зчленований дволанковий автобусний поїзд перевозить до 200 пасажирів.

Метробус рекордної місткості, наддовгий трисекційний метробус марки АКІА, призначений для перевезення майже трьох сотень пасажирів, презентували на виставці Busworld Turkey 2016 Стамбулі. Метробус АКІА Ultra LF25 має довжину 25 метрів і може перевозити рекордну в даному класі число пасажирів - 290. Місць для сидіння - 29. Ця машина розроблена спеціально для виділеної лінії швидкісного автобусного сполучення BRT, що успішно

функціонує сьогодні в ряді найбільших міст світу, в тому числі і в Стамбулі. Технічних характеристик про метробус поки небагато - відомо лише, що він оснащується турбодизельним двигуном Mercedes-Benz екологічного стандарту Євро 6. Наддовгий метробус Ultra LF25 може також випускатися не тільки з дизельною, але і з гібридною силовою установкою. Більш того, можливий і варіант тролейбуса. В останньому випадку він оснащується двома тяговими електромоторами потужністю по 160 кВт і штангами на даху [2]. Проте найбільший у світі метробус показали у Швеції. Шведський автовиробник Scania представив модель трисекційного автобуса, двигун якого працює на природному газі. Модель відповідає нормам Євро-6. Її представили під час міжнародної виставки Busworld Latin America у колумбійському місті Меделлін. Шасі автобуса має довжина 28 метрів. Кузов для нього виготовила Бразильська компанія Busscar. В салоні транспортного засобу може розміститися до 300 пасажирів. Довжина метробусів може досягати 25-28 метрів. Маса - до 45 тонн. Використання таких автотранспортних засобів повинно бути підтверджено вирішенням певних технічних проблем, пов'язаних з маневреністю, керованістю та екологічністю метробусів.

При розробці будь-якого автобуса, у тому числі і метробуса надвеликої місткості, повинні бути враховані масові та геометричні обмеження, що закладені у нормативних документах. Так, згідно з ДСТУ UN/ECE R 36-03:2002 "Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження пасажирських транспортних засобів великої місткості стосовно загальної конструкції (Правила ЄЕК ООН №36-03: 1993, IDT)" [3] внутрішній радіус повороту повинен складати 5,3 м, а найбільш виступаюча від центра повороту точка автобуса повинна описувати дугу радіусом 12,5 м. Крім того, навантаження на ведучу вісь не повинне перевищувати 10 т (при міських пасажирських перевезеннях допускається 11,5 т), на передню керовану вісь - 6-7 т. Крім того, розподіл навантаження на осі повинен забезпечувати їх контакт з дорогою з коефіцієнтом зчіпної маси не нижчим за 0,25.

На даний час в друкованих та інтернет-виданнях можна зустріти велику

кількість робіт, що стосується метробусів. У них описується ергономіка салону, рівень комфорту водія та пасажирів, поведінка на дорозі, але досить мало приділяється увазі маневреності та стійкості руху такого транспортного засобу, хоча відомо, що триланковий метробус без спеціальних пристроїв не може задовольнити вимогам Правил №36 завдяки своїй збільшеній довжині, що сягає 25 м і більше.

Для поліпшення маневреності триланкових метробусів варто керувати колесами першого або другого причепа. При цьому синтез закону керування представляє досить складну задачу, але її вирішення у ряді випадків дозволяє суттєво зменшити габаритну смугу руху метробуса. Проте не тільки застосуванням керованих коліс першого або другого причепа метробуса можна виконати вимоги Правил №36, а й раціональним вибором компоувальних параметрів автобуса і причепів. Вибір закону керування колесами першого або другого причепа, а також компоувальних параметрів метробуса є основною задачею маневреності та стійкості руху таких автотранспортних засобів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Роботу виконано відповідно до НДР “Дослідження механіки та енергетики автомобілів і автопоїздів” № держреєстрації 0104U003346 та “Теоретичні основи та практичні методи комплексного вирішення проблеми раціонального вибору дво- та триланкових автопоїздів для міжміських та міжнародних перевезень вантажів” № держреєстрації РК 0104U003341, що виконуються кафедрою “Автомобілі” Національного транспортного університету.

У зв'язку з цим **метою роботи** є покращання маневреності та стійкості руху триланкових метробусів шляхом вибору раціональної компоувальної схеми та конструктивних параметрів його причіпних ланок.

Відповідно до мети **завдання** дослідження визначені в такий спосіб :

- вибір та обґрунтування показників для оцінки маневреності та стійкості руху триланкового метробуса;
- розробка математичної моделі неусталеного криволінійного руху триланкового метробуса і на її основі проведення розрахунково-теоретичних

досліджень для визначення і порівняльної оцінки рівня маневреності і стійкості руху метробусів різних компоувальних схем за обраною системою оціночних показників;

- аналіз впливу конструктивних і компоувальних параметрів метробуса на показники маневреності і стійкості руху;

- експериментальні дослідження моделі триланкового метробуса і встановлення адекватності математичної моделі плоскопаралельного руху реальним процесам.

- розробка рекомендацій щодо практичного використання результатів дослідження з метою підвищення показників маневреності триланкових метробусів різних компоувальних схем.

Об'єктом досліджень є маневреність і стійкість руху триланкових метробусів різних компоувальних схем.

Предметом досліджень є вплив конструктивних і компоувальних параметрів триланкових метробусів на показники маневреності та стійкості їх руху.

Методи досліджень передбачали математичне моделювання для визначення параметрів маневреності та стійкості руху метробуса; багатоваріантні розрахунки показників маневреності і стійкості руху метробусів різних компоувальних схем; експериментальні дослідження моделі триланкового метробуса для визначення показників маневреності і перевірки адекватності розроблених математичних моделей.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у вирішенні важливої науково-практичної задачі підвищення показників маневреності і стійкості руху триланкових метробусів:

вперше отримані якісні і кількісні оцінки ступеня впливу різних конструктивних і експлуатаційних факторів на показники маневреності і стійкості руху триланкових метробусів різних компоувальних схем;

удосконалено багатомасову нелінійну математичну модель динаміки керованого руху триланкових метробусів різних компоувальних схем, на

основі якої визначені показники їх маневреності, критичної швидкості і швидкості появи коливальної нестійкості;

отримало подальший розвиток питання порівняльної оцінки показників маневреності триланкових метробусів на жорстких і еластичних у бічному напрямку колесах.

Практичну цінність результатів дослідження складають:

- математична модель керованого руху триланкових метробусів, методика і програма розрахунків оціночних показників і характеристик маневреності і стійкості руху таких транспортних засобів, а також результати розрахунково-теоретичних досліджень, що можуть бути використані заводами і проектними організаціями автомобільної промисловості при їх створенні як на стадії проектування, так і при їх доводці;

- рекомендації щодо покращання показників маневреності і стійкості руху триланкових метробусів, що можуть бути використані підприємствами автомобільного транспорту при оцінці можливості їх експлуатації, виборі раціонального складу, внесенні необхідних змін у конструкцію окремих ланок метробуса, а також виборі безпечних умов і режимів їх руху.

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно та опубліковані у 12 друкованих працях. Робота [4] написана самостійно. У роботах виконаних у співавторстві здобувачу належать: у роботі [44] - визначені масові та габаритні показники триланкового метробуса; у роботі [26] - визначені показники маневреності некерованого триланкового метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах; у роботі [51] – визначені показники маневреності триланкового метробуса з керованим другим причепом; у роботі [35] – проаналізовано вплив конструктивних параметрів метробуса на показники його маневреності; у роботі [56] – визначена критична швидкість руху метробуса та проаналізовано фактори, що впливають на її чисельне значення; у роботі [112] – визначена габаритна смуга руху метробуса та проаналізовані фактори, що на неї впливають; у роботі [27] – визначені кути складання метробуса для різних

стадій повороту; у роботі [50] – визначені переваги, недоліки та перспективи метробусів в Україні; у роботі [55] – проаналізовано вплив компоновальних параметрів метробусів на показники їх маневреності; у роботі [9] – визначені умови для **використання метробусів в Україні**; у роботі [52] – розглянуті можливості поліпшення експлуатаційних властивостей метробусів.

Апробація результатів дисертації. Основні результати досліджень доповідались на LXXIII науковій конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету у 2018 р.; на II Всеукраїнській науково-технічній конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (25 – 26 квітня 2018 року, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, м. Полтава [45]); на VI міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту». 12-13 квітня 2018 р. – Вінниця, Вінницький національний технічний університет [50]; на **9-й Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування».** – Херсон: Херсонська державна морська академія, 13-14 вересня 2018 [9]; на IV Всеукраїнській науково-практичній конференції «Новітні шляхи створення, експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів. Миколаїв-Коблево, 20-22 вересня 2018 року [52]; на міжнародній науково-практичній конференції «Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdow samochodowych i maszyn roboczych samojezdnych» (Польща, Жешув, 2018 р.) [56]; на Міжнародній науково-практичній конференції "Новітні технології розвитку автомобільного транспорту". – Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України. – 2018 [27], на Международной научно-технической конференции «Автомобиле- и тракторостроение. – Минск, Белорусский национальный технический университет, 2018. – С. 45-48 [55].

Реалізація роботи. Матеріали дисертації прийняті до використання ТОВ «Чернігівський автозавод», Автомобільною компанією «Богдан Моторс» та відділом конструкторських розробок та науково-технічних експертиз ДП «ДержавтотрансНДІпроект».

Публікації. Матеріали дисертації висвітлені у 12 роботах, зокрема 5- у фахових виданнях; 1 – у науковому фаховому виданні, індексованому у Scopus; 1 - у закордонному виданні та 5 – у матеріалах міжнародних конференцій.

1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 BRT системи. Переваги та недоліки систем

BRT (Bus Rapid Transport) або нова система автобусного сполучення "Швидкісний автобусний транспорт" є результатом розвитку мережі автобусного суспільного транспорту. Рухомий склад у цій системі називають метробусом. У порівнянні з метро цей проект володіє явними перевагами: менша вартість створення мережі, менша вартість рухомого складу, мобільність та ін. [1].

Система BRT має ряд незаперечних переваг [2]

- висока пасажиромісткість і ефективні платіжні системи забезпечують недорогий проїзд;
- висока швидкість пересування дозволяє метробусу перевозити вагому частку пасажиропотоку, що сприяє зменшенню кількості автомобілів на дорогах міста і, відповідно, зменшенню викидів відпрацьованих газів;
- розширена інформаційна система інформує пасажирів про розклад маршрутів.

Зручність, безпека і покращувана організація дорожнього руху – це далеко не все, що зможе дати пасажиром система швидкісного автобусного транспорту. У цій системі пасажирські швидкісні автобуси пересуваються по спеціально виділених смугах. Вони відокремлені від проїжджої частини і обладнані закритими пасажирськими станціями з платформами на одному рівні і підземними переходами.

Рухомий склад, що використовується в системі BRT, двох видів: перший - класичний, дволанковий метробус з двигуном, що працює як на дизельному, так і на газовому паливі; другий варіант- метробус нового покоління з гібридним електро-газовим двигуном. Ці два варіанти притаманні зчленованим автобусам, 18-ти і 24-х метрової довжини [3].

За останнє десятиліття в США, країнах Південної Америки, Туреччині, Росії та в деяких країнах Європи інтенсивно розвиваються Bus Rapid Transit –

швидкісні автобусні перевезення. Цей вид пасажирського транспорту потребує при менших капіталовкладеннях налагодити пасажирські перевезення на маршрутах найбільших пасажиропотоків.

На-сьогодні, у великих містах, у тому числі і Києві, існує проблема забезпечення попиту пасажирів на перевезення. Наприклад, у Києві це перевезення пасажирів з лівого берега Дніпра на правий як у прямому, так і зворотному напрямку. Існуючі можливості громадського транспорту обмежені, і одним із головних напрямків вирішення цієї проблеми є застосування транспортних засобів великої пасажиромісткості, зокрема метробусів. Дослідженнями, проведеними вітчизняними і закордонними вченими, встановлено, що в основу створення сучасного автотранспортного засобу (АТЗ) з покращеними показниками енергоефективності, може бути покладена гібридна силова установка. Одним із невирішених питань при створенні такої установки є раціональний розподіл потужності між ДВЗ і електродвигунами коліс причіпної ланки, які використовують для покращення експлуатаційних властивостей метробусів. Перспективним є використання гібридної системи повороту метробуса, за якої використовується одночасно кінематичний та силовий способи повороту. Вочевидь нові АТЗ мають свої особливості, що викликає необхідність їхнього дослідження з метою вибору раціональних параметрів. Такий підхід дозволяє одержати високі показники експлуатаційних властивостей АТЗ. Так, із закордонного досвіду відомо, що подібний транспорт здатен перевозити до 140 тис. пасажирів за добу, що забезпечить попит пасажирів на перевезення з лівого берега Дніпра на правий. При цьому вартість однієї лінії BRT з Троєщини на Севастопольську площу оцінюється близько 3 млрд. гривень. У той же час, будівництво лінії метрополітену на Троєщину буде коштувати 45 млрд. гривень. При цьому при існуючій інфраструктурі підвозки до метро вона зможе перевозити тільки 110 тис. пасажирів за добу.

У Києві ще у 2018 році КМДА оголосила тендер на ТЕО для метробуса від Троєщини до Севастопольської площі. Планується розробка метробусної лінії від Дарницької площі до Лісового масиву. Наразі, BRTтранспорт

функціонує у понад 200 містах світу. Тому варто вивчити переваги і недоліки цієї системи міського транспорту.

1.1.1 Головні ознаки BRT систем. На лінії метробусів, як правило, курсують автобуси особливо великої місткості (18 чи 22, 24, 25 м), проте головною відмінністю від звичайних міських маршрутів є те, що метробуси рухаються по окремій (виділеній) полосі з меншими інтервалами. Також важливою складовою BRT системи є зупинки. Посадка пасажирів до метробусів відбувається не на звичайних зупинках, а на спеціальних терміналах (станціях), які обладнані турнікетами, де відбувається сплата за проїзд. Таким чином, посадка та висадка пасажирів відбувається швидко, зникає необхідність у кондукторах, а окрема (огорожена) полоса для руху дозволяє розвивати досить велику швидкість метробусу та не залежати від транспортних заторів.

Фактично, метробус поєднує переваги метрополітену у сучасному місті з відносно невеликою вартістю будівництва таких ліній. Причому, за допомогою інтенсивності руху можливо коригувати пасажиропотік. Загалом, метробусні лінії доцільні на ділянках, які потребують перевезення 15000-18000 пасажирів на годину. Проте відомо багато прикладів, коли вони взагалі замінили метрополітен у великих мегаполісах. Наприклад, у Стамбулі, чи китайському Шанхаї.

Ще одною перевагою BRT систем є швидкість будівництва таких ліній, які можуть використовувати вже існуючі магістралі у містах. Зазвичай, така лінія будується за 1-2 роки, тоді як будівництво метрополітену, трамвайних ліній може тривати протягом 3-10 років.

Особливий розвиток метробуси отримали з появою триланкових автобусів, які здатні перевозити до 300 пасажирів проти 180 у дволанкових автобусах. Таким чином, маючи 3-ланкові автобуси, які рухаються з невеликим інтервалом (до 1 хвилини) лінія метробусу може вирішити транспортні проблеми багатьох українських міст, і зокрема повністю зняти питання транспортного сполучення віддалених масивів, зокрема у Києві.

1.1.2 Історія створення та розвитку. Автором системи BRT у її сучасному вигляді вважають мера бразильського міста Курітіба Жайме Лейнера. Він ще у 1974 році запровадив у місті першу лінію метробуса, забезпечивши їй перевагу у проїзді за допомогою окремої полоси руху та швидку посадку пасажирів на спеціальних станціях-терміналах. Цей досвід швидко було розповсюджено і подібні лінії BRT сьогодні є у всіх містах Бразилії, а також і в інших країнах Південної Америки.

Показово, що фактично саме у цей час над ідеєю 3-ланкового міського транспорту, який рухається по дорогам загального користування, працювали і у м. Києві. Відомий київський фахівець Володимир Пилипович Векліч – автор зчленованих тролейбусів, рис.1.1, які вперше були застосовані у колишньому СРСР, а саме у Києві, планував застосувати і 3-ланкові тролейбуси [4].



Рисунок 1.1 – Схема зчленованого тролейбусного поїзда

У 1976 році В.П. Веклич провів випробування 3-ланкового тролейбусного поїзда, який було побудовано з трьох тролейбусів Skoda 9Tr. У ході випробування було отримано багато експериментальних показників, які підтверджували теоретичні розрахунки. Проте, було очевидно, що такий 3-ланковий поїзд потребує окремої лінії та має певні обмеження у маневруванні.

Тому замість 3-ланкових тролейбусів у Києві було запроваджено 3-ланковий швидкісний трамвай, автором якого також був В.П. Веклич.

Разом з тим, ідея 3-ланкового міського транспорту на противагу метрополітену та трамваям активно розвивалася і за кордоном. Так, фірма Ikarus у 1988 році створила дослідну модель автобусного поїзда Ikarus-293, яка була здатна перевозити 229 пасажирів. Проте її дослідна експлуатація у двох містах Угорщини виявила складності у керуванні в умовах міста за відсутності окремої полоси. Проект було закрито, а у 1992 році Ikarus-293 було продано у Тегеран, де він довгий час використовувався на лінії BRT до 2005 року.



Рисунок 1.2 - Дослідна модель автобусного потяга Ikarus-293

Проте найбільше поширення метробуси отримали у країнах Південної Америки та Азії. У цих країнах експлуатують 3-секційні метробуси, що виготовляють на шасі Mercedes-Benz, Scania та Volvo місцеві виробники.



Рисунок 1.3 – Сучасний метробус на шасі Volvo

Такі метробуси мають певні специфічні конструкції, бо інколи адаптовані під висоту посадкових платформ на станціях.

У Європі та країнах Азії метробуси також набули значного поширення і вже давно виконують функцію метрополітену, або доповнюють його маршрути. Наприклад, у Стамбулі лінія метробуса стала справжньою альтернативою метрополітену та допомогла 10-мільйонному місту не захлинутися у транспортному колапсі. У Європейських містах саме BRT транспорт рятує від стояння у пробках. Крім того, будівництво лінії BRT у 3 рази дешевше, ніж лінії трамваю. А вартість автобусів у 3-4 рази менша, ніж відповідних трамваїв. У порівнянні з будівництвом метрополітену, лінія метробусу дешевша у сотні разів. Саме тому, зараз BRT системи набули поширення у 200 мегаполісах світу. В США існує навіть Національний Інститут BRT, який досліджує ефективність таких систем по усьому світу. Тому більшість даних для BRT базуються на міжнародних статистичних даних.

Останніми роками почали активно запроваджувати метробуси і в країнах СНД (Росії, Казахстані, Азербайджані). Але широкого поширення вони ще не набули. Проте, Україні варто запровадити світовий досвід BRT систем. Враховуючи існуючу транспортну систему у містах України та перспективи будівництва метрополітену, саме метробуси різної місткості могли би істотно покращити ситуацію з перевезенням пасажирів у великих містах та повністю відмовитись від маршрутних невеликих автобусів. Крім того, Україна здатна

власними силами створити та виробляти метробуси на підприємстві «Богдан Моторс» у Луцьку та «Електрон» у Львові, а також станції-термінали для них. Такі важливі та швидкі інфраструктурні проекти сприяли б не тільки покращенню транспортної ситуації в Україні, а також сприяли б створенню додаткових робочих місць в економіці.

1.1.3 Аналіз конструкції метробусів та їх класифікація. Аналіз існуючих конструкцій метробусів, які використовуються на лініях BRT у світі, дає підстави їх класифікувати за такими ознаками [4]:

за довжиною, кількістю ланок, кількістю осей, висотою підлоги і типом двигуна.

У метробусах найбільшого поширення серед двигунів отримали дизелі, двигуни на природному газі NPG, гібридні (з дизелями та електричним двигунами), цілком електричні з автономним ходом, або електричні з зовнішнім джерелом струму (тролейбуси), або електричні з комбінованим живленням (автономний хід та зовнішнє живлення).

Гібридні технології відомі більше 40 років. В силових установках легкових автомобілів використовують різні технології – електричні, гібридні, паливні елементи [5]. Перші спроби застосування гібридних силових установок на вантажних автомобілях починаються у 80-х роках ХХ століття. Компанія HinoMotors, Ltd., починаючи з 1981 року, проводила дослідження дизель-електричних гібридних систем, в результаті чого у 1991 році почалися комерційні продажі та експлуатація гібридного дизельного автобуса великого класу [6].

Нові розробки в галузі створення багатоланкових АТЗ і методика оптимізації їх конструкцій орієнтовані на мінімізацію витрат палива, енергії, поліпшення показників маневреності та керованості. Багато теоретичних даних з питань оптимізації складних механічних систем і мультіоб'єктивних методів оптимізації наведено у роботі [7]. У роботі [8] розглянуто схемні рішення та особливості побудови автотранспортних засобів з гібридною силовою

установкою, електричні системи та комплекси гібридного автомобіля. Аналіз конструкцій та класифікація багатовісних автомобілів традиційної конструкції, загальні закономірності їх руху розглянуто в роботі [9].

Недостатня вивченість особливостей динамічного поведіння метробусів з гібридною силовою установкою утруднює їхнє конструювання, стримує досягнення оптимальних енергетичних показників і показників маневреності та керованості.

Надійність теоретичних рекомендацій з удосконалення конструкції метробусів з гібридною силовою установкою визначається максимально адекватним відстеженням основних зв'язків між його елементами, фізичною несуперечністю вихідних припущень у постановці задачі та коректністю математичної моделі, прийнятої для визначення енергетичних показників і показників маневреності та керованості. Також слід визначити критерії, за якими причіпна ланка (причіп або напівпричіп) метробуса повинна бути обладнана кінематичною чи силовою схемою управління поворотом. Для цього слід розробити математичну модель руху метробуса за різних компоновальних схем, яка дозволить визначати енергетичні показники і показники маневреності та керованості.

1.1.4 Переваги BRT систем. Порівняно невелика вартість будівництва, швидкість будівництва лінії, невелика вартість автобусів, можливість гнучко змінювати пасажиропотік за рахунок інтенсивності руху, можливість частково використовувати лінію BRT для іншого спецтранспорту. Може використовувати як окремі полоси, так і частково рухатись по існуючих дорогах. При відокремлених полосах метробус може розвивати велику швидкість у місті. Може мати різні маршрути на одній лінії, на відміну від метрополітену.

Зменшує використання приватного автотранспорту, поліпшує транспорту ситуацію та дає можливість повністю відмовитись від невеликих маршрутних автобусів у містах [2].

У разі використання електричних - метробус є екологічно чистим транспортом. Зменшує забруднення повітря у місті. За своєю ємністю фактично може замінити метрополітен або швидкісний трамвай.

1.1.5 Недоліки BRT систем. Поряд з незаперечними перевагами метробусу притаманні і недоліки [2]:

1. Автобус - найнеекономічніший вид наземного транспорту. Трамвай, або навіть тролейбус, на таких масових перевезеннях були б куди ефективніше. Крім того, не забуваємо і про екологію.

2. У разі метробуса втрачається одна з основних переваг автобуса над іншими видами транспорту - маневреність, і можливість проїзду по будь-яких вулицях без створення додаткової інфраструктури. Насправді, тут автобус йде по одній лінії, можливість повертати вправо-вліво не використовує, на інші вулиці не виїжджає.

3. Автобуси маломісткі. Місткість двосекційного автобуса приблизно дорівнює місткості одного трамвайного вагону (150-180 чоловік), у разі низькопідлогових автобусів - ще менше. Трисекційний автобус вміщатиме трохи більше пасажирів.

4. Займає 2 полоси дорожнього полотна, що не завжди можливо відділити в умовах існуючої забудови. Для якісної реалізації потребує додаткових естакад або тунелів над/під перехрестями, без яких неможливо досягти безпечний рух і швидкість. Забруднює повітря викидами, у разі якщо це дизельний метробус. Має обмежену маневреність в умовах міста, та потребує для розвороту великі транспортні розв'язки. У разі 3-ланкового 25 метрового метробусу він може використовуватись тільки на BRT-лініях.

Проте у використанні автобуса якийсь сенс є. Маневреність, все ж таки, використовується. Скажімо, трамвай, що зупинився, - затор на лінії. Автобус, що зупинився, можна і об'їхати, та зняти з лінії і відправити своїм ходом його простіше. Інфраструктура виходить багато дешевше і простіше в підтримці. Хоча, звичайно, і тут не без проблем. Скажімо, коли пустили першу лінію

метробуса в Мехіко, виявилось, що звичайний тонкий асфальт не може витримати потік важких автобусів. Довелося укласти щось міцніше (але, по крайній мірі, поки асфальт укладали, рух можна було не припиняти: Метробуси об'їжджали ремонтвані квартали по загальному графіку). У будь-якому випадку, рішення було простим і швидким, а метробусна ідея цілком життєздатна [3]. Проте при реалізації цієї ідеї виникає ряд труднощів, пов'язаних, перш за все, з прокладенням траси. Визначити радіуси заокруглень такої траси є актуальною задачею. Переваг у BRT-систем значно більше, що й обумовило їх широке застосування у 200 мегаполісах світу. Фактично, метробуси зараз функціонують на усіх 5 континентах. Не отримали вони розповсюдження лише у колишніх країнах СНД.

Проте, в Україні їх доцільно застосувати, бо це може вирішити питання доступного та швидкого транспорту для багатьох міст. Крім того, терміни будівництва BRT-ліній за 1-2 роки дозволить здійснити відчутні зміни швидко, а не чекати «міфічного» метро на Троєщину чи Виноградар. Крім того, в Україні є все, щоб не тільки застосувати, але й виробляти метробуси та зупинки для них на експорт та для потреб власної країни.

1.2 Маневреність метробусів та її оцінка

У системі BRT використовують дво- і триланкові автобусні поїзди (у подальшому автотранспортні засоби АТЗ). Більш загальним випадком є використання триланкових АТЗ.

Маневреністю АТЗ називають співкупність таких властивостей, які забезпечують безперешкодний рух їх по опорній поверхні, яка має обмеження як за площею, так і за формою [10]. Такими обмеженнями при русі АТЗ можуть бути просторові, що зв'язані з довжиною і висотою транспортного засобу, а також обмеження за формою і розмірами дорожнього полотна, яка слугує опорною поверхнею для кочення коліс його ланок.

При русі АТЗ усі його точки здійснюють поступальне переміщення по своїх траєкторіях, що у співкупності утворюють габаритну смугу руху (ГСР),

яку визначити теоретично досить складно і неможливо оцінити невеликим числом параметрів. Тому для оцінки маневреності використовують такі вимірювачі і характеристики [10-12]: мінімальний і максимальний габаритні радіуси повороту, параметр маневреності при круговому русі, поворотна ширина по сліду коліс, ГСР, апроксимована ГСР, концентрична апроксимована ГСР, чинник і показник маневреності, під яким розуміється ступінь зсуву траєкторії руху веденої ланки автопоїзда відносно ведучої.

За відомим показником маневреності і заданими геометричними параметрами АТЗ можуть бути визначені всі інші показники маневреності, тому що усі вони визначаються параметрами криволінійного руху автопоїзда.

Найбільше значні роботи, пов'язані з дослідженнями маневреності автомобільних поїздів, проведені Я.Х.Закінім [10, 12, 13]. Ним виконані детальні дослідження з проблем горизонтальної стійкості автопоїзда і його маневреності. Докладно розглянуте питання маневреності автомобільних поїздів, що засноване на кінематичних положеннях з урахуванням режиму повороту, тобто швидкості руху автопоїзда, кута і швидкості повороту рульового колеса тягача. У роботах Я.Х.Закіна, як і в більшості інших, що цитуються, відзначається, що на поворотах і закругленнях доріг ГСР автопоїзда збільшується. Це, в свою чергу, погіршує усі вимірювачі і показники маневреності АТЗ.

При збільшенні кількості ланок автопоїзда погіршується його маневреність, тому при формуванні чи проектуванні триланкових автопоїздів необхідно визначати границю їх використання за маневреністю. Ця задача не може бути вирішена без аналізу умов експлуатації і виявлення необхідного рівня маневреності конкретного триланкового автопоїзда, у нашому випадку метробуса, в конкретних умовах експлуатації [14].

Задовільна маневреність триланкового АТЗ виражається в можливості його вписування в усі повороти, що зустрічаються на маршрутах руху, і маневрувати (робити повороти й у разі потреби рухатися заднім ходом) у пунктах навантаження і розвантаження.

Експлуатаційні властивості включають дев'ять показників маневреності, шість з яких є кінематичними, а три динамічними. Однак для триланкового автопоїзда основними варто вважати два кінематичних одиничних показники маневреності, а саме [15]:

- габаритну смугу руху (ГСР), рівну різниці радіусів повороту точок автопоїзда, найбільш віддаленої і найбільш близької до центра, тобто різниці габаритних радіусів повороту – зовнішнього ($R_{зг}=12,5$ м) і внутрішнього ($R_{вг}=5,3$ м);

- можливість рухатися заднім ходом, яка для метробуса не є визначальною, бо він рухається у спеціально виділеній смузі руху.

Таким чином, для визначення ступеня пристосованості конкретного триланкового метробуса до конкретних умов експлуатації за маневреністю необхідно вивчити передбачувані маршрути руху, розрахувати чи експериментально визначити значення показників маневреності і шляхом зіставлення з необхідними значеннями, установленними з аналізу реальних маршрутів, судити про відповідність досягнутого рівня маневреності необхідному [16].

У випадку невідповідності цих рівнів повинні бути розроблені заходи чи рекомендації, при реалізації яких ця невідповідність усувається. При проектуванні нових триланкових метробусів ці рекомендації і заходи повинні враховуватися заздалегідь.

При русі будь-якого автопоїзда усі його точки здійснюють поступальне переміщення своїми траєкторіями, що в співкупності утворюють габаритну смугу руху, визначення якої можливе графічним, графо-аналітичним і аналітичним методами.

У графічному методі, що заснований на кінематичному підході, використовується поняття миттєвого центра повороту, положення якого буде різним в залежності від стадії повороту (вхід у поворот, усталений круговий поворот, вихід з повороту). Це утруднює точну побудову траєкторії веденої ланки автопоїзда через нагромадження похибок у процесі побудови, а також не

дозволяє проаналізувати вплив різних конструктивних параметрів автопоїзда на параметри криволінійного руху [10-15].

Графоаналітичний метод ґрунтується на тому, що траєкторія характерної точки тягача при його русі криволінійною траєкторією, – відома. При цьому положення веденої ланки визначається щодо ведучої (розглядається відносний рух причіпної ланки). Це дозволяє більш точно оцінити відхилення траєкторії веденої ланки від траєкторії тягача, але цей метод не позбавлений недоліків, властивих графічному методу [10].

У роботах [16-45] застосовувався аналітичний метод визначення траєкторії веденої ланки, а в [46] на підставі попередньо проведених розрахунків наведені графіки, що забезпечують побудову траєкторії веденої ланки. Для вирішення питання про вписуваність автопоїзда в поворот необхідно визначати траєкторії ведених ланок по заданих траєкторіях ведучих ланок, використовуючи повну систему динамічних рівнянь руху автопоїзда. Аналіз вихідних нелінійних рівнянь у загальному випадку можливий лише чисельним інтегруванням, що значною мірою знижує ефективність підходу. Результати, отримані на його основі, незважаючи на відносно високу точність, мають частковий характер, не допускають узагальнень і виявлень загальних тенденцій. Тому задачею кожного дослідження є розумне спрощення як моделі, так і динамічних рівнянь автопоїзда. Отримані в такий спосіб результати повинні бути підтверджені чисельним аналізом вихідної нелінійної динамічної системи.

Окремі рекомендації по визначенню траєкторій ведених ланок автопоїзда аналітичним методом приведені в роботах [21-25]. Як відмічається в роботах [47-49 і ін.] перевагами даного методу є: можливість виключити вплив водія, конструктивних особливостей і масових параметрів тягового автомобіля, багатократність повторення дослідів в ідентично стабільних умовах, що не залежать від стану дорожнього покриття, а також можливість аналізу й оцінки конструктивних рішень до реалізації їх у дослідних зразках, що особливо важливо при створенні нових зразків автопоїздів [47].

У роботах [47–57 і ін.] відзначається, що вимірювачі і показники

маневреності автопоїзда можуть бути істотно поліпшені за рахунок повороту осей (коліс) причіпної ланки відносно його поздовжньої осі за допомогою тієї або іншої системи керування поворотом. На-сьогодні у конструкціях причепів і напівпричепів найбільшого поширення отримав прямий привід управління, тобто поворот коліс причіпної секції здійснюється у функції кута складання. Такий привід управління колесами причіпної секції (першого або другого причепа) прийнятий для метробуса. У разі керованих коліс першого причепа задаючим параметром приймався перший кут складання, у разі коліс другого причепа – другий кут складання.

У роботах [58-63] визначені показники маневреності триланкових сідельно-причіпних і причіпних автопоїздів за кутами складання.

Диференціальні рівняння кутів складання записані при таких допущеннях: рух автопоїзда плоский без врахування вертикальних коливань; бокове відведення і ковзання усіх коліс автопоїзда відсутні внаслідок руху з малою швидкістю; траєкторія кожної ланки автопоїзда однозначно визначається траєкторією точки, що лежить на поздовжній осі посередині між осями підкатного возика та на середній осі напівпричепа; колеса усіх осей причепа виконані керованими, кути повороту яких визначаються передаточними відношеннями приводу управління - i_1 для коліс возика і i_2 – для коліс напівпричепа [59].

Інтегрування рівнянь кутів складання автопоїзда виконано за умови, що швидкість автопоїзда і кутова швидкість повороту його керованих коліс на перехідних кривих величини сталі ($v_a = \text{const}$, $\frac{d\gamma_0}{dt} = \text{const}$), а кути повороту керованих коліс і складання автопоїзда суть малі величини ($\sin\gamma = \gamma$, $\cos\gamma = 1$, $\text{tg}\gamma = 1$). У якості вихідних були прийняті такі значення параметрів: швидкість руху автопоїзда $v = 5$ м/с, режимний коефіцієнт повороту автомобіля-тягача $k_1 = k_2 = 0,02$; передаточне відношення приводу управління колесами підкатного возика і напівпричепа в межах $i_1 = 0,7 \dots 1,0$ і $i_2 = 0,7 \dots 1,0$ ($i = 1$ відповідає випадку некерованих коліс підкатного возика і напівпричепа); компоновальні

параметри автопоїзда визначалися за технічними характеристиками автомобіля-тягача і причепів та напівпричепів Krone [59].

На першому етапі розрахунків визначалися значення кута складання в кінці першої і другої стадій повороту за лінеаризованими рівняннями кутів складання і шляхом розв'язку диференціального рівняння за допомогою програмного забезпечення Mathcad.

Для того щоб тягач вийшов на кругову траєкторію із зовнішнім габаритним радіусом $R_{зг} = 12,5$ м, кут повороту керованих коліс тягача склав $\gamma_0 = 34,1^\circ$.

Співставлення даних про кути складання показало на суттєву різницю у їх підрахунку за лінеаризованою і нелінійною моделлю. При використанні лінійних моделей похибка у визначенні першого кута складання некерованого автопоїзда у першій фазі складає 22,24%, а у другій – 25,43%, а у другій відповідно 25,44% і 17,33%. Тому в подальших розрахунках використовувалася тільки нелінійна модель для визначення кутів складання [61].

За отриманими кутами складання автопоїздів були визначені траєкторії їх характерних точок при поворотах на 90° і коловому русі. При цьому було встановлено, що зміщення траєкторії причіпних ланок щодо траєкторії тягача для причіпного автопоїзда дещо менше у порівнянні з сідельно-причіпним автопоїздом. При цьому жодна з наведених комбінацій не задовольняє вимог Директив 96/53/ЕС і 2002/7/ЕС [64,65] щодо величини максимального зовнішнього і мінімального внутрішнього габаритних радіусів повороту, а відповідно і ГСР автопоїзда, яка склала [61,63]:

- для сідельного автопоїзда (сідельний автомобіль-тягач +напівпричіп+причіп)– 8,56 м;
- для причіпного автопоїзда (автомобіль-тягач+напівпричіп на підкатному возику) – 8,34 м;
- для комбінованого автопоїзда (сідельний автомобіль-тягач +напівпричіп +напівпричіп) – 8,25 м;

- для причіпного автопоїзда (автомобіль-тягач +2 причепа з рознесеними осями) – 8,15 м;

- для причіпного автопоїзда (автомобіль-тягач +2 причепа з наближеними осями) – 8,48 м;

Ці результати розрахунків порівнювалися із результатами досліджень, що виконані у 2000 році Аахенським Об'єднанням дослідників вантажних перевезень. Співставлення даних, отриманих за розробленою математичною моделлю, що враховує бічне відведення коліс автопоїзда, з даними роботи [66] показує на хорошу збіжність результатів, розбіжність результатів не перевищує 5%.

На форму і розміри ГСР істотно впливають параметри, що визначають режим повороту–кутова швидкість повороту керованих коліс автомобіля-тягача і швидкість його поступального руху. Для визначення значень цих параметрів у роботі [15] був використаний підготовлений для дорожніх випробувань і оснащений вимірювально-реєструючою апаратурою триланковий причіпний автопоїзд сімейства МАЗ (У-168+2Т-325А). При русі автопоїзда фіксувалися швидкість і кут повороту θ керованих коліс автомобіля-тягача і габаритні радіуси повороту. Аналіз експериментальних залежностей $\theta=f(t)$ дозволив зробити висновок про те, що ці залежності можна вважати лінійними на кожній з чотирьох характерних ділянок, умовно названих ділянками входу в поворот ($\theta \neq \text{const}$), кругового руху ($\theta = \text{const}$), виходу з повороту ($\theta \neq \text{const}$), витягування ланок автопоїзда в прямолінійне положення ($\theta = 0$). Похибка при лінеаризації залежності $\theta=f(t)$ складає до 9% на вході в поворот, до 11% на виході з повороту, до 3% на круговій ділянці і на ділянці витягування. Отримані значення параметрів режиму повороту триланкового автопоїзда використовувалися для моделювання руху АТЗ при оцінці рівня маневреності. Значення розрахункових і експериментальних показників маневреності приведені в табл. 1.1 (у дужках дані значення, отримані розрахунковим шляхом із застосуванням розробленої кінематичної математичної моделі).

Таблиця 1.1- Максимальна ширина ГСР, м, автопоїздів сімейства МАЗ [15]

Автопоїзд	v, км/год	
	5,7	14,3
	Поворот на 90°	
МАЗ(У-168)+Т-325А	4,00(4,15)	4,00
МАЗ(У-168)+2Т-325А	4,30(4,45)	4,20
	Поворот на 180°	
МАЗ(У-168)4-Т-325А	4,40(4,65)	4,20
МАЗ(У-168)+2Т-325А	5,10(5,30)	4,70

Зіставлення експериментальних і розрахункових значень максимальної ширини ГСР дозволило установити, що методика розрахунку траєкторій руху ланок АТЗ без урахування діючих сил дає дещо завищені (на 3,5...13,0%) значення ширини ГСР (для автопоїздів сімейства МАЗ). Погрішність при розрахунку результатів досліджень збільшується зі збільшенням швидкості руху АТЗ. Однак навіть при швидкості 14,3 км/год погрішність визначення максимальної ширини ГСР триланкового причіпного автопоїзда сімейства МАЗ при повороті на 90° не перевершує 6%, а при повороті на 180° – 11%, що можна вважати цілком припустимим при використанні розробленої методики розрахунку показників маневреності АТЗ. При цьому збільшення максимальної ширини ГСР триланкових автопоїздів у порівнянні з дволанковими при повороті на 90° складає 7,5...13,0%, що свідчить про незначне погіршення маневреності триланкових причіпних автопоїздів.

Значні дослідження маневреності триланкових автопоїздів проведені науковцями Національного транспортного університету [26-45, 47-63].

Показано, що забезпечення необхідного для конкретних умов експлуатації рівня маневреності багатоланкових, зокрема, триланкових автопоїздів, є важливою і неповністю вирішеною проблемою. Науково обґрунтований вибір конструктивних параметрів, складу і маршруту руху триланкових автопоїздів

набуває особливого значення у зв'язку з перспективою їх широкого використання. Розроблені математичні моделі для дослідження кінематики повороту триланкових автопоїздів різних компоновальних схем загальною довжиною 25 м на жорстких у бічному напрямку колесах. Доведено, що на величину зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача суттєво впливає величина передаточного відношення привода управління напівпричепа. За інших сталих умов зменшення передаточного відношення від 1,0 (некерований напівпричіп) до 0,6 (напівпричіп з керованою задньою віссю) зменшує зміщення траєкторії причіпних ланок автопоїзда з керованим напівпричепом щодо траєкторії тягача в порівнянні з некерованим автопоїздом майже вдвічі як при поворотах на 90^0 , так і на 180^0 . Проте для керованих автопоїздів характерне зміщення траєкторії причіпних ланок у зовнішню сторону по відношенню до траєкторії автомобіля-тягача, що може призвести до створення небезпечних ситуацій для зустрічного транспорту.

У роботі [66] наведені результати досліджень триланкового сідельно-причіпного автопоїзда загальною довжиною 25,25м, повною масою 60 тонн у складі сідельного тягача Scania R124LA 4x2 NA470, стандартного напівпричепа із зчіпним пристроєм Krone SDP27 і причепа з центральними осями Krone ZZP18. В результаті експериментальних досліджень встановлено:

- здійснити розворот на місці, повністю повернувши колеса до початку руху виявилось неможливо через складання причепа з напівпричепом;

- при вході випробуваного автопоїзда в поворот радіусом 25 м його рух неможливий у смузі, визначеній для експерименту (3500мм). В ході експерименту причіп став першою ланкою, що не вписалася у внутрішній радіус повороту, при цьому його зміщення у внутрішню частину траєкторії складало значну величину, навіть при виході переднього зовнішнього кута напівпричепа за габарити визначеної смуги руху

Виходячи з цього, мінімальна колія руху випробуваного автопоїзда (при зовнішньому радіусі 28,2м) складатиме 4,8 м, що відповідає повороту на 90^0 з шириною дороги 12м [66].

Аналіз розглянутих робіт показує, що для поліпшення маневреності причіпні ланки автопоїздів повинні бути обладнані більш-менш складними системами керування. Для створення ефективних конструкцій причіпної техніки вигідно використовувати модульний принцип. При такому підході елементи причіпної ланки конструюються і виготовляються окремо, а потім збираються в потрібну конструкцію. Завдяки такій уніфікації можна значно прискорити створення високоефективного метробуса.

Розроблені методики дослідження і аналізу факторів, що впливають на показники маневреності триланкових АТЗ можуть бути використані, при певній доробці, і для дослідження маневреності триланкових метробусів з двома причепами. При цьому у якості основних оціночних параметрів можуть бути прийняті:

- зміщення траєкторії причіпних ланок щодо траєкторії тягача і попередньої причіпної ланки на неусталених поворотах
- зовнішній і внутрішній габаритні радіуси повороту при усталеному коловому русі автопоїзда;
- габаритна смуга руху.

Визначенню цих параметрів будуть присвячені подальші дослідження.

1.3. Стійкість триланкових автопоїздів та методи її оцінки

При проектуванні нових чи модернізації існуючих автопоїздів, враховуючи можливість їх експлуатації в комплексі з різними причіпними модулями, проблематичним є прогнозування керованості і стійкості руху таких АТЗ.

Особливістю проектування функціональних систем, забезпечуючих стійкість та керованість АТЗ (наприклад, рульове керування, підвіска, тощо), є паралельні процеси їх конструювання, оптимізації і моделювання динаміки транспортного засобу в цілому при багатокритеріальності інколи протиречних задач [67-69].

Характеристики стійкості та керованості, як відомо, визначаються комбінацією експлуатаційних, масово-геометричних і конструктивних параметрів модулів АТЗ. У загальному випадку бажані сполучення вказаних параметрів з точки зору стійкості та керованості навіть для одного і того ж транспортного засобу в діапазоні експлуатаційних навантажень і швидкостей руху бувають різними. Як, наслідок, є складність отримання на ранніх стадіях створення АТЗ точних конструктивних параметрів і кількісних показників за критеріями стійкості та керованості руху [15].

При розгляді питань стійкості руху триланкових АТЗ вона розглядається для двох схем керування – розімкнутої і замкнутої. При розімкнутій схемі керування оцінюється потенційна стійкість руху самого АТЗ, при замкнутій – стійкість руху системи водій – АТЗ [15].

Стійкість руху АТЗ визначається як властивість його конструкції якнайменше сприймати невеликі випадкові збурювання і зберігати задані параметри керованого, але некоректованого руху чи заданий закон їх зміни після припинення дії збурюючих сил. Стійкість руху системи водій – АТЗ також характеризується як властивість АТЗ зберігати задані параметри керованого і некоректованого водієм руху чи заданий закон їх зміни під час і після припинення дії збурюючих сил [15].

Якісна оцінка стійкості виконується на основі загальної теорії стійкості руху А. М. Ляпунова. При цьому встановлюється лише факт збільшення чи зменшення отриманих випадкових відхилень від заданого руху. Для кількісної оцінки стійкості в математичній теорії стійкості руху розроблені спеціальні методи [15, 68-77]. З цією метою також визначаються характеристики власних рухів АТЗ і зовнішніх збурювань, граничні умови, що визначають можливість руху за умовами перекидання, заносу тощо.

У відомих на-сьогодні роботах питання керованості і стійкості розглядаються в двох аспектах [15]:

1. Дослідження з урахуванням характеристик всіх елементів системи "водій-автомобіль-дорога", що розглядається як замкнена система

автоматичного управління.

2. Дослідження власної стійкості і керованості автомобіля (автопоїзда), за якого вплив водія виключається.

У першій групі робіт частіше за все розглядається проблема загалом, тобто досліджується відразу і керованість і стійкість у цій складній системі отримання, переробки і передачі інформації, формування керуючих впливів, спрямованих на зменшення відхилень як автомобіля-тягача, так і причіпних ланок від бажаного процесу. При цьому поняттям керованості і стійкості додається значення, що застосовується в теорії автоматичного управління. При такому вивченні керованість розглядає ті або інші характеристики перехідних процесів при найпростіших типових керуючих впливах [15]. Стійкість характеризує поведінку системи у перехідному режимі і відноситься передусім до власних рухів системи, що породжуються початковими умовами (збуреннями) і внутрішніми її властивостями, але не зовнішніми впливами. Стійкість розглядається стосовно до будь-якого процесу, як керованому, так і некерованому [15].

У другій групі робіт автомобіль розглядається ізольовано як об'єкт регулювання, а стійкість руху системи водій – АТЗ визначається стійкістю автотранспортного засобу і психофізичними можливостями водія, а також рівнем і характером діючих збурень. Як показали виконані розрахунки для різних видів АТЗ, наявність замкнутої схеми керування дозволяє підвищити їхню критичну швидкість руху в 1,5–2 рази і збільшити число ланок, стійкість яких може бути забезпечена [15].

Таким чином, якщо забезпечується стійкість руху АТЗ, то стійкість руху системи водій – АТЗ також забезпечується, причому з великим запасом. Тому досить розглянути рух при керуванні за розімкнутою схемою, тобто потенційну стійкість самого АТЗ.

У сучасному автомобілебудуванні при створенні багатоланкових автопоїздів питання вибору причіпних ланок є актуальним і воно активно обговорюється в літературі. За характеристиками повороткості найбільш

ефективною є схема з усіма керованими колесами причіпних ланок. Вона може забезпечувати найменші радіуси повороту та найкраще маневрування в обмежених умовах руху. Однак така схема дуже складна у конструктивному виконанні і породжує безліч проблем, пов'язаних з проектуванням і експлуатацією таких транспортних засобів, серед характеристик яких виділяються складність руху заднім ходом, вписуваність у поворот і стійкість прямолінійного руху [78].

До нестійкості прямолінійного руху призводять [21, 79-95]:

- відведення убік від заданого напрямку руху, що визначається діючими на АТЗ силами, і тому багато в чому залежить від взаємного розташування центру мас ланки автопоїзда і центру бічного відведення (точки нейтральної поворотності) і бічного метацентру ланок;

- перевищення значення або моменту збуруючої сумарної сили, або загального моменту відновлюючих і інерційних сил (проявляється у різкому збільшенні значень параметрів руху і швидкому досягненні ними граничних величин);

- збіг частот власних коливань і зовнішніх збурень, що приводить у випадку лінійної системи до резонансу і коливального зростання значень параметрів руху до досягнення ними граничних величин, а у випадку нелінійної системи – до встановлення вимушених коливань з постійною амплітудою;

- коливання з постійною амплітудою внаслідок передачі внутрішньої енергії АТЗ.

Для автопоїздів найбільш характерним видом нестійкості є втрата поперечної стійкості руху [15, 80-82. 84, 94 та ін.].

Проблема нестійкості прямолінійного руху автопоїздів вирішується спеціальними конструктивними заходами [10, 15, 57, 87 і ін.].

У технічній літературі пропонується вирішення цієї проблеми шляхом підбору співвідношення мас ланок і відстані від центру мас до осі повороту. Проте причини виникнення коливань при цьому не усуваються - змінюється тільки їхня власна частота, що істотно обмежує можливості цього заходу .

При комплектуванні триланкових автопоїздів, враховуючи тенденцію їх експлуатації в комплексі з різними причіпними модулями, проблематичним є прогнозування експлуатаційних властивостей вказаних автотранспортних засобів, зокрема стійкості і керованості руху.

Особливістю проектування функціональних систем, забезпечуючих стійкість та керованість АТЗ (наприклад, рульове керування, системи управління причіпними ланками, підвіска, тощо), є паралельні процеси їх конструювання, оптимізації і моделювання динаміки транспортного засобу в цілому при багатокритеріальності інколи протиречних задач [10]. Характеристики стійкості та керованості, як відомо, визначаються комбінацією експлуатаційних, масово-геометричних і конструктивних параметрів модулів АТЗ. В загальному випадку бажані сполучення вказаних параметрів з точки зору стійкості та керованості навіть для одного і того ж транспортного засобу в діапазоні експлуатаційних навантажень і швидкостей руху бувають різними. Як, наслідок, є складність отримання на ранніх стадіях створення АТЗ точних конструктивних параметрів і кількісних показників за критеріями стійкості та керованості руху. Ці показники повинні визначатися на основі аналізу стаціонарних і перехідних процесів прямолінійного та криволінійного рухів АТЗ [15]. На основі такого аналізу можна було б дослідити вплив експлуатаційних, масово-геометричних та конструктивних параметрів модулів АТЗ на показники стійкості та керованості руху транспортного засобу в діапазоні експлуатаційних швидкостей і навантажень. Таким чином, аналіз стаціонарних і перехідних процесів повинен включати:

- моделювання прямолінійного і криволінійного руху транспортних засобів з керованими і некерованими причіпними ланками із закріпленим рульовим керуванням автомобіля-тягача;
- моделювання прямолінійного і кругового рухів автопоїзда з вільним рульовим керуванням автомобіля-тягача;
- моделювання керованого руху автопоїзда визначеного законом повороту рульового колеса автомобіля-тягача.

На основі такого аналізу можна отримати наступні характеристики і оціночні показники стійкості та керованості транспортного засобу:

- 1) екстремальні по стійкості прямолінійного руху швидкості (критичну і порогову коливальної нестійкості);
- 2) характерні зони стійкості прямолінійного руху (асимптотичної стійкості, коливальної та дивергентної нестійкості);
- 3) перехідні реакції на поворот рульового колеса автомобіля-тягача : характеристики «ривок руля» ; характеристика «вихід з повороту», швидкий примусовий поворот рульового колеса автомобіля-тягача з повернутого положення в нейтральне;
- 4) сталі характеристики на поворот рульового колеса: характеристика статичної траєкторної керованості та залежність зусилля на рульовому колесі від бокового прискорення автомобіля-тягача.

Теоретичні засади аналізу базуються на основі математичних моделей прямолінійного та керованого рухів автомобіля і автопоїзда, що розроблені для автомобілів, двох та три ланкових автопоїздів [79-82, 85-108] . На їх основі отримані диференціальні рівняння збуреного руху транспортних засобів, рівняння границь стійкості прямолінійного руху автомобілів та диференціальні рівняння траєкторій характерних точок ланок автопоїзда, за допомогою яких можливо прогнозувати поведінку як керованих, так і некерованих транспортних засобів.

При аналітичних дослідженнях маневреності, стійкості і керованості автопоїздів рівняння руху склалися, як правило, із використанням методу Лагранжа. У якості збурюючого параметра приймалися чи то кут повороту керованих коліс тягача, чи то кут складання ланок автопоїзда. При розробці математичних моделей у більшості випадків приймалися також допущення: динамічний перерозподіл навантажень на колеса автопоїзда відсутній; кути бічного відведення коліс прямо пропорційні бічним силам; маса поворотної осі не враховується; тертя у вузлах механізму керування відсутні; кути бічного відведення достатньо малі, так що $\sin\delta=\delta$, $\cos\delta=1$, де δ -кут відведення.

Основні результати розрахунку зводяться до таких положень: візки напівпричепів із поворотними осями, у порівнянні з некерованими, забезпечують істотне зменшення ширини проїзної частини і габаритної смуги руху. Виграш тим більше, чим менше радіус повороту. При дуже малих відцентрових прискореннях найбільше ефективні конструкції візків із двома поворотними осями. При збільшенні відцентрового прискорення (до $0,2g$) ефективність конструкції з двома й одною поворотною віссю практично однакова. Збільшення відцентрових прискорень призводить до зменшення ширини проїзної частини, що займається автопоїздами як з керованими, так і некерованими візками напівпричепів. Пояснюється це збільшенням кутів відведення коліс напівпричепа. Поліпшення маневреності досягається також шляхом збільшення відношення кута повороту передньої осі напівпричепа до кута повороту його задньої осі. При русі автопоїзда по прямій, при синусоїдальній зміні кута повороту керованих коліс тягача спостерігаються резонансні кутові коливання напівпричепа з керованими осями візка з частотами $0,2...0,4$ Гц. Збільшення швидкості руху автопоїзда викликає збільшення амплітуди коливань візка напівпричепа. У разі використання самоустановлювальних осей спостерігається збільшення амплітуди поперечних коливань напівпричепа (приблизно в два рази при вхідній частоті рульового механізму $0,4...0,7$ Гц) у порівнянні з некерованим [109].

Тенденція до самоповороту коліс самоустановлювальної осі під дією бічної сили знижує загальний коефіцієнт опору відведення напівпричепа, що призводить до виникнення низькочастотних коливань. Зменшення амплітуди поперечних коливань може бути забезпечено застосуванням демпфера в рульовому приводі, а також шляхом зменшення відношення кутів повороту передньої і задньої осей напівпричепа.

Проведеними дослідженнями встановлено також, що передаточне відношення приводу керування повинно забезпечити помірні кути складання ланок автопоїзда. Відстань між центром поворотного кола і центром мас вантажу не повинна перевищувати певного значення і вибиратися так, щоб

тягач не одержував надлишкової поворотності, а напівпричіп – недостатньої. Переважно розташовувати центр поворотного кола декілька поперед центру мас тягача, для того щоб забезпечити деяку надлишкову поворотність напівпричепа, при цьому зменшується відведення його коліс при збільшенні швидкості руху автопоїзда. Некеровані осі візків повинні бути по можливості ближче одна до одної з метою зменшення кутів складання ланок автопоїзда [109].

При русі АТЗ по прямолінійним ділянкам доріг, особливо з нерівним зношеним покриттям, на нього діють збуруючі сили, які передаються через колеса окремих ланок автопоїзда. Ці зусилля обумовлюють випадкові стохастичні повороти керованих коліс тягача, напівпричепа і причепа навколо шворнів в межах зазорів між деталями рульового приводу та пружних деформацій. Крім того, вони можуть підсилюватися кінематичними розлагодженнями між підвіскою і рульовим приводом. Якщо транспортний засіб потенційно нестійкий, то після закінчення дії збурення з'являється ймовірність виникнення коливань модулів або зміни напрямку руху транспортного засобу, втрати стійкості.

Визначення основних характеристик і оціночних показників стійкості та керованості АТЗ проводиться шляхом моделювання руху транспортного засобу з закріпленим і вільним рульовим колесом після припинення дії збурень [15].

Критична швидкість і порогова швидкість початку коливальної нестійкості визначаються на основі аналізу січення простору параметрів прямолінійного руху АТЗ. Проведеними дослідженнями показано, що в межах експлуатаційних швидкостей триланковий сідельно-причіпний автопоїзд як з керованими, так і некерованими причіпними ланками знаходяться в зоні асимптотичної стійкості [15, 67, 87, 106-117].

Характеристика «ривок руля» моделюється наступним чином. При прямолінійному русі транспортного засобу зі сталою швидкістю здійснюється швидкий поворот рульового колеса автомобіля-тягача на визначений кут зі швидкістю 1 рад/с і подальшим утриманням рульового колеса в такому

положенні. За такими показникам як фактор демпфування коливань, запізнення реакції, «закид» реакції та час перехідного процесу автопоїзд з некерованим напівпричепом задовольняє усім нормативним вимогам, в той час як автопоїзд з керованим напівпричепом по параметрам «запізнення реакції» та час перехідного процесу цим вимогам не відповідає [15, 106-117].

Характеристика «вихід з повороту» моделює перехідний процес виходу транспортного засобу з стаціонарного кругового руху зі сталою швидкістю при звільненні рульового колеса. За такими показникам як перерегулювання курсового кута, час перехідного коливального процесу, фактор демпфування перехідного коливального процесу та кут стабілізації автопоїзд як з керованим, так і не керованим напівпричепом задовольняють нормативним вимогам [15].

Характеристика «швидкий примусовий поворот рульового колеса автомобіля-тягача з повернутого положення в нейтральне» моделювалася шляхом примусового виходу АТЗ з стаціонарного кругового руху в нейтральне положення при боковому прискоренні центра мас тягача в межах 4 м/с^2 . За такими показникам як фактор демпфування коливань, запізнення реакції, «закид» реакції та час перехідного процесу автопоїзд з некерованим напівпричепом задовольняє усім нормативним вимогам, в той час як автопоїзд з керованим напівпричепом по параметру час перехідного процесу цим вимогам не відповідає.

Характеристика «статична траєкторна керованість» була отримана шляхом моделювання кругового руху автопоїзда зі сталою швидкістю. За критерієм - чутливість автомобіля до повороту рульового колеса автопоїзд з некерованим напівпричепом задовольняє нормативним вимогам в межах експлуатаційних швидкостей (до 80 км/год) і має навіть деякий запас стійкості при нормованій швидкості (65 км/год), в той час як автопоїзд з керованим напівпричепом стійкий в межах до 60 км/год, тобто не задовольняє нормативним вимогам [15].

Вибір та оптимізація конструктивних та масово-геометричних параметрів модулів АТЗ базується на аналізі вищенаведених характеристик стійкості та керованості і порівнянні оціночних показників з нормативними. Зважаючи на

те, що показники та параметри стійкості і керованості як прямолінійного, так і керованого рухів, є майже протилежними критеріями цих властивостей, процес знаходження оптимального варіанту можна розділити на два етапи.

Оскільки аналіз прямолінійного руху дає більш однозначні результати, то на першому етапі потрібно визначитися з параметрами транспортного засобу при прямолінійному русі за величинами критичної швидкості і порогової швидкості початку коливальної нестійкості з закріпленим і вільним рульовим колесом. На другому етапі проводиться перевірка раніше отриманих параметрів на предмет задоволення показників керованості та стійкості керованого руху в неусталеному русі.

Якщо якийсь з параметрів не задовольняє критеріям стійкості і керованості (автопоїзд з керованим напівпричепом за параметрами «запізнення реакції», час перехідного процесу, статична траєкторна керованість), його оптимізують.

Незважаючи на велику кількість масово-геометричних і конструктивних параметрів модулів транспортного засобу, які впливають на стійкість і керованість, як правило, на практиці у розпорядженні проєктанта для оптимізації є обмежено їх число.

Для колісного модуля це кути встановлення коліс (нахилу шворня, розвалу та сходження), жорсткість рульового приводу, коефіцієнт в'язкого тертя в рульовому приводі, момент інерції керуючого колісного модуля і передаточне число рульового приводу. Для автомобіля це положення центра мас, положення опорно-зчіпного пристрою, співвідношення в кутах відведення коліс осей та закон їх зміни [15, 87, 94, 102, 109].

Для напівпричепи, причепа та автомобільного поїзда це їх база та база візка, положення точки зчіпки, тип системи керування напівпричепом та причепом, співвідношення в кутах відведення коліс осей та закон їх зміни [106-116].

Аналіз конструкцій напівпричепів і причепів, що використовуються для комплектації триланкових автопоїздів, показує на їх значне різномаяття. Навіть

при однаковій вантажопідйомності і однаковому призначенні автопоїзди різняться числом осей, розміщенням їх по базі, кількістю керованих осей і місцем їх розташування тощо. Таке положення пояснюється незавершеністю процесу розробки загальної теорії стійкості багатовісних автомобілів і автопоїздів, а також недостатністю досвіду їх проектування, досліджень і експлуатації. Різноманітні напрямки конструювання приводу керування колесами напівпричепа дволанкового автопоїзда, що частково або цілком задовольняють зазначеній закономірності, подані в роботі [87].

На сьогодні застосовуються схеми управління із керованими колесами всіх осей причіпних ланок, із групою керованих коліс передніх і задніх осей, із групою керованих коліс тільки передніх осей [87].

Задача оцінки систем управління викликала проведення великої кількості досліджень, на основі яких розроблені теорії стійкості А.С.Антоновим, П.С.Аксьоновим, А.С.Литвиновим, Ю.В.Пирковським, Г.А.Смирновим і ін. Теорія стійкості руху багатовісних автомобілів, що створена Д.А.Антоновим [89], базується на розгляді всіх загальних конструктивних рішень: багатовісний автомобіль розглядається з довільним числом осей, із довільним розміщенням їх по базі, із довільною схемою рульового керування і з урахуванням особливостей прийнятої схеми трансмісії, що дозволяє поширити окремі її положення і на автопоїзди. В цій теорії під стійкістю руху автомобіля розуміється властивість його конструкції зберігати задані диференціальні параметри керованого, але некоректуємого руху після припинення дії збурюючих сил.

Причиною механічної нестійкості будь-якого автотранспортного засобу (АТЗ) на пружних у боковому напрямку колесах є бічне відведення шин, тобто відхилення вектора абсолютної швидкості центру колеса від середньої подовжньої площини його обертання [85, 86, 88-90].

В процесі експлуатації автомобільного поїзда причиною появи бічної сили можуть стати дорожні нерівності, несподівана зміна поперечного ухилу дороги, сильний порив вітру. Явище відведення шин особливо помітно на поворотах,

тому що відцентрова сила, як правило, більша інших бічних сил. Якщо бічна сила стає дуже великою і перевершує силу зчеплення колеса з дорогою, то відведення його замінюється бічним ковзанням.

Багатовісний автомобіль або автопоїзд втрачає стійкість, коли починається ковзання групи задніх коліс. У зв'язку з цим у якості оціночного параметра приймається [86] сума питомих бічних сил, що діють на осі, розташовані в задній від геометричного центру частині автомобіля, напівпричепа, причепа. Як показали дослідження [87], цього параметра для оцінки стійкості АТЗ недостатньо. Бокові сили, що викликають відведення і ковзання коліс, в значній мірі залежать від розміщення осей по базі і схеми системи управління.

При порівняльному аналізі систем управління з погляду їхнього впливу на стійкість проти заносу у різних режимах руху – тяговому і гальмівному вивчаються не тільки бічні сили, але і розподіл їх по осях, а для оцінки використовується співвідношення сум питомих бічних сил, що діють на задні і передні осі [87, 89, 89-115] як автомобіля-тягача, так і причіпних ланок. При цьому швидкість руху АТЗ не впливає на розподіл питомих бічних сил, а визначає кількісну сторону процесу. При досягненні визначеної швидкості руху АТЗ перестає бути стійким і порівняно невелика бічна сила може різко порушити стійкість руху.

На величину критичної швидкості впливає весь комплекс характеристик автомобіля або автопоїзда та умови їх руху [15, 87, 112, 116]. Збільшити критичну швидкість за стійкістю можна різними шляхами. Найбільш простим є зменшення різниці кутів відведення коліс групи задніх і передніх осей [86]. Якщо ж різниця кутів відведення від'ємна, то критичної швидкості за стійкістю руху даного АТЗ не існує [86], але можуть виникнути проблеми з його поворотністю і керованістю.

У роботах [15, 112-116] вказується, що експлуатація сидельних автопоїздів на граничних режимах руху (максимальні швидкості, мінімальні радіуси повороту) може зажадати конструктивних змін ланок автопоїзда. Ефективність

використання триланкових сідельно-причіпних автопоїздів у значній мірі залежить від їх спроможності вписуватися в габаритну смугу руху і не створювати перешкод для транспортного потоку. Рішення цієї проблеми стало можливим при обладнанні причіпних ланок керованими колесами (осями).

Із множини конструкцій систем керування поворотом найбільше поширення одержали системи, в яких поворот коліс (осей) причіпних ланок здійснюється або в залежності від першого кута складання (кута між поздовжніми осями автомобіля-тягача і напівпричепа), або від другого кута складання (кута між поздовжніми осями напівпричепа і його возика).

Експериментальними дослідженнями встановлено, що курсова нестійкість сідельних автопоїздів виникає, головним чином, внаслідок курсової нестійкості тягача. Кутіві відхилення ланок сідельних автопоїздів, що рухаються по кривим плану автомобільних доріг, можуть призвести до складання або перекидання автопоїздів. Ці відхилення виникають внаслідок невідповідності бічних сил передніх і задніх коліс, обумовлених різними жорсткостями передньої і задньої підвісок тягача. Сідельний автопоїзд може втратити стійкість при русі по кривій з великою швидкістю (перекидання). Нормально навантажений сідельний автопоїзд може перекинутися при бічних прискореннях $(0,6...0,7)g$, у той час як для типового легкового автомобіля ці прискорення складають $(1,3...1,5)g$, де g – прискорення земного тяжіння. Курсова нестійкість тягача може викликати часткове складання і наступне перекидання автопоїзда вже при бічних прискореннях $0,3g$. Аналіз ДТП показав, що число перекидань автопоїздів із навантаженими напівпричепами в 13 разів більше, ніж із порожніми, у той час як складання ненавантажених автопоїздів спостерігається в 4,4 раза частіше, чим навантажених [87].

Актуальність даної роботи посилюється і тим, що зараз на часі питання можливості експлуатації триланкових автопоїздів у нашій країні, зокрема, при перевезеннях вантажів у транспортних коридорах.

У зв'язку з цим **метою роботи** є покращання маневреності та стійкості руху триланкових метробусів шляхом вибору раціональної компоувальної

схеми та конструктивних параметрів його причіпних ланок.

Відповідно до мети **завдання** дослідження визначені в такий спосіб :

- вибір та обґрунтування показників для оцінки маневреності та стійкості руху триланкового метробуса;

- розробка математичної моделі неусталеного криволінійного руху триланкового метробуса і на її основі проведення розрахунково-теоретичних досліджень для визначення і порівняльної оцінки рівня маневреності і стійкості руху метробусів різних компоувальних схем за обраною системою оціночних показників;

- аналіз впливу конструктивних і компоувальних параметрів метробуса на показники маневреності і стійкості руху;

- експериментальні дослідження моделі триланкового метробуса і встановлення адекватності математичної моделі плоскопаралельного руху реальним процесам.

- розробка рекомендацій щодо практичного використання результатів дослідження з метою підвищення показників маневреності триланкових метробусів різних компоувальних схем.

РОЗДІЛ 2

МАНЕВРЕНІСТЬ МЕТРОБУСА

2.1 Маневреність метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах

У роботах [10, 15, 16-34] доведено, що маневреність транспортних засобів на попередньому етапі можна визначати на жорстких у бічному напрямку колесах. При цьому похибка розрахунків габаритної смуги руху (ГСР) не перевищить 10...15%.

Методика розрахунку ГСР базується на визначенні кутів складання ланок автопоїзда і зміщення траєкторій ведених ланок щодо траєкторії ведучої. Ця методика може бути застосована і для визначення ГСР метробуса з некерованими і керованими причіпними ланками.

Траєкторія кожної ланки метробуса визначається траєкторією її головної точки, тобто при розгляді питань кінематики повороту триланкового метробуса його можна звести до двовісного автобуса і двох одновісних причепів, рис. 2.1. У такому випадку триланковий метробус можна розділити на дві пари кінематичних ланок – автобус + перший причіп з некерованими колесами (осями) і перший причіп + другий причіп як з некерованою, так і керованою задньою віссю. Дволанковий метробус можна отримати із триланкового, якщо знехтувати першим причепом.

Згідно теореми про складання обертання фігури навколо паралельних осей, складний криволінійний рух твердого тіла складається з абсолютного руху в нерухомій (абсолютній) системі координат, відносного руху по відношенню до спряженого з ним ведучого твердого тіла і переносного руху останнього [10].

Розглянемо ці загальнотеоретичні положення по відношенню до першої пари ланок метробуса. При цьому для спрощення викладок приймаємо, що точка зчипки автобуса з причепом збігається з головною точкою автобуса.

Рух ланок метробуса по відношенню до опорної поверхні (площині XOY) є абсолютним і в кожний даний момент обертання кожна його ланка має свій

миттєвий центр обертання: автобус – т. O_0 і перший причіп – т. O_1 . Ведена ланка (причіп), здійснюючи абсолютний рух навколо центра O_1 , одночасно переміщується відносно ведучої ланки (автобуса) з миттєвим центром швидкостей O'_0 обертання в точці зчеплення, рис. 2.1.

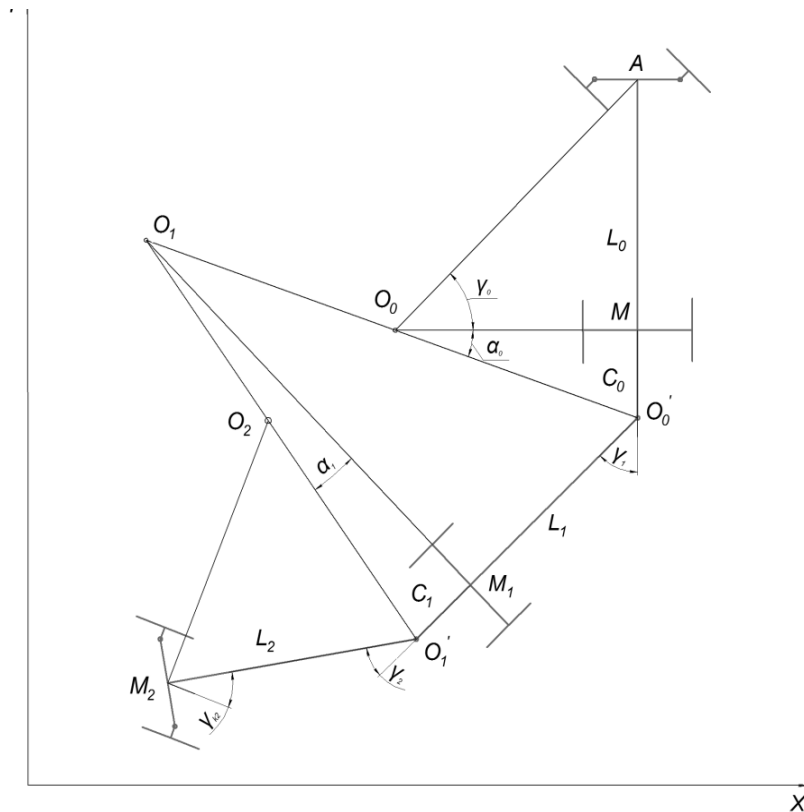


Рисунок 2.1 – Схема повороту триланкового метробуса з керованим другим причепом

При цьому між поздовжніми осями ланок виникає кут складання γ_1 . Рух же автобуса є для причепа переносним з миттєвим центром швидкостей у точці O_0 . Таким чином, ведена ланка – причіп здійснює складний рух: переносний з автобусом з кутовою швидкістю ω_C , відносний – з кутовою швидкістю ω і абсолютний – з кутовою швидкістю ω_1 і з відповідними центрами обертання O_0, O'_0, O_1 .

При односторонньому криволінійному русі кожна пара ланок метробуса проходить декілька стадій [28, 29]:

- стадія початкового прямолінійного руху (перед поворотом). Абсолютні

миттєві центри швидкостей автобуса і першого причепа, першого і другого причепа знаходяться в нескінченності; відносна кутова швидкість ведучої ланки рівна нулю;

- стадія входження в поворот (рис. 2.2, а). Рух по головній вхідній траєкторії характеризується тим, що кут повороту керованих коліс автобуса збільшується від нуля до деякої заданої водієм величини; в частковому випадку – поворот з місця, без руху по вхідній траєкторії. Абсолютні миттєві центри обертання автобуса і першого причепа (аналогічно першого і другого причепа) поступово переміщуються (при повороті з ходу) по лінії $\overline{O_0O'_0}$ з нескінченності до положення, що відповідає: для автобуса – поворот керованих коліс на кут γ_{0MAX} (точка С), а для причепа – деякому значенню кута складання γ_1 ланок. Відстань $\overline{O_0O'_0} \neq 0$, а відносна кутова швидкість обертання причепа $d\gamma_1/dt < 0$;

- стадія кругового повороту. Рух метробуса відбувається по коловій траєкторії з постійним радіусом, коли центр O_0 співпадає з точкою С (рис.2.2,б). Кут повороту керованих коліс автобуса досягає свого максимального значення на цьому повороті і залишається деякий час постійним. Абсолютний миттєвий центр обертання O_0 автобуса займає положення, яке відповідає мінімальному радіусу R_{0MIN} . Абсолютний миттєвий центр обертання причепів може розташовуватися наступним чином. При першому варіанті, тобто при неграничному повороті, центр O_1 не досягає точки С до кінця стадії кругового повороту і відстань O_0O_1 на цій стадії залишається більшою нуля. Відносна кутова швидкість причепа $d\gamma_1/dt < 0$. Іншими словами, круговий поворот автобуса закінчується до того, як співпадуть переносний і абсолютний центри обертання причепів. Це найбільш поширений випадок повороту метробуса. При другому варіанті, тобто при граничному повороті, круговий рух автобуса закінчується після того, як переносний і абсолютний центри обертання причепів співпадуть з абсолютним центром обертання автобуса (рис. 2.2, в) у точці С. Відносна кутова швидкість $d\gamma_1/dt = \omega_0 = \omega_1$, тобто метробус обертається як єдине ціле навколо центра С;

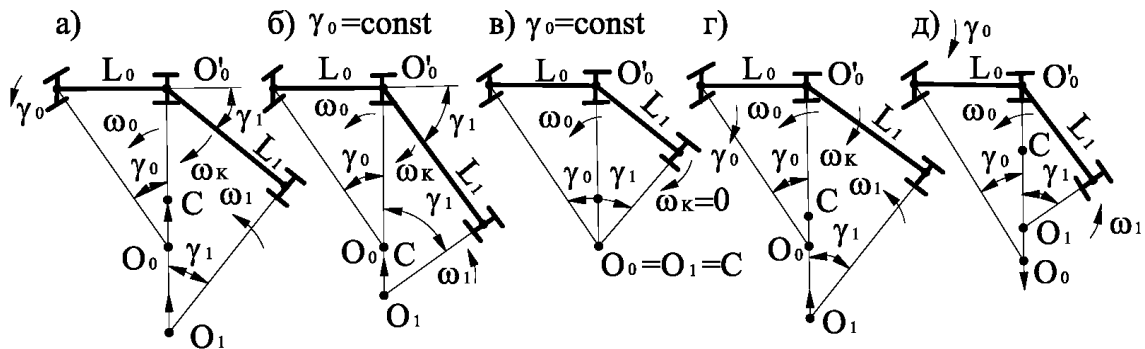


Рисунок 2.2—Положення першої пари кінематичних ланок автопоїзда [10]

- стадія виходу з повороту. Рух автобуса відбувається по головній вихідній траєкторії при поступовому зменшенні кута γ_0 від $\gamma_{0\text{MAX}}$ для даного повороту до нуля при виході на пряму. Так же, як і при вході в поворот, керовані колеса можуть бути повернуті на місці, тобто при режимному параметрі $K_{\text{П}} \rightarrow \infty$. При виході з повороту абсолютні миттєві центри обертання автобуса і причепа поступово переміщуються у нескінченність, залишаючись на одній лінії $\overline{O_1 O_0'}$, а відстань $\overline{O_1 O_0}$ все інтенсивніше збільшується. При найбільш реальному неграничному повороті в початковий період зменшення кута γ_0 від $\gamma_{0\text{MAX}}$ до деякого проміжного значення $0 < \gamma_0 < \gamma_{0\text{MAX}}$ кут складання γ_1 продовжує збільшуватися. Це пояснюється тим, що абсолютний центр обертання O_0 автобуса прямує в нескінченність, а абсолютний центр обертання O_1 причепа рухається йому назустріч (рис. 2.2, г) і, значить, відповідно до теореми про складання обертань плоскої фігури, напрями переносного і відносного рухів повинні бути зворотними і по схемі (рис. 2.2,г) кутова швидкість ω_k повинна бути направлена за годинниковою стрілкою. Збільшення кута складання буде відбуватися, доки обидва абсолютні центри обертання O_0 і O_1 не зустрінуться в одній точці. Цим закінчується перша фаза. З цього моменту кут γ_1 починає зменшуватися і починається друга фаза неграничного повороту. Граничний поворот маловірогідний і вихід з нього практично співпадає за своїми

характеристиками з другою фазою виходу з неграничного повороту (рис. 2.2,д). Одразу ж зі зменшенням кута γ_0 кут складання γ_1 ланок починає також зменшуватися, відстань $\overline{O_0O_1}$ стає менше нуля і збільшується, прямуючи до нескінченності;

- вихід автомобіля-тягача на прямолінійну траєкторію. Ця стадія характерна тим, що хоча автобус і рухається прямолінійно ($\gamma_0 = 0$, $\omega_0 = 0$), причіп, як правило, продовжує криволінійний рух асимптотично наближуючись до прямолінійної траєкторії автобуса і кут складання зменшується.

Розглянуті закономірності криволінійного руху першої пари ланок метробуса, а саме автобус і перший причіп справедливі і для другої пари – перший причіп з некерованими колесами (осями) і другий причіп як з некерованим, так і керованими колесами задньої осі (поворотною задньою віссю).

Аналіз залежностей криволінійного руху метробуса дає чітку картину процесу повороту. Для визначення положення його причіпних ланок на повороті необхідно знайти величини кутів складання, які визначають положення ведених причіпних ланок автопоїзда на повороті.

Розглянемо рух першої пари ланок метробуса (рис. 2.3), що складається з двовісного автобуса (тривісний автобус може бути приведений до двовісного) і одновісного причепа (двовісний причіп з центрально розташованими осями може бути приведений до одновісного), що має неповоротну ходову вісь і винос s_0 точки зчеплення автобуса з причепом O'_0 , через що виникає кут α_0 . Поздовжні осі автобуса і причепа повернуті по відношенню до вихідного прямолінійного положення вздовж осі x відповідно на кути ψ_0 і ψ_1 .

З рис. 2.3 слідує, що $\gamma_1 = \psi_0 - \psi_1$. Диференціювання цього рівняння для першої причіпної ланки – причепа дає рівняння [10]:

$$\frac{d\gamma_1}{dt} = \frac{d\psi_0}{dt} - \frac{d\psi_1}{dt} = \omega_0 - \omega_1. \quad (2.1)$$

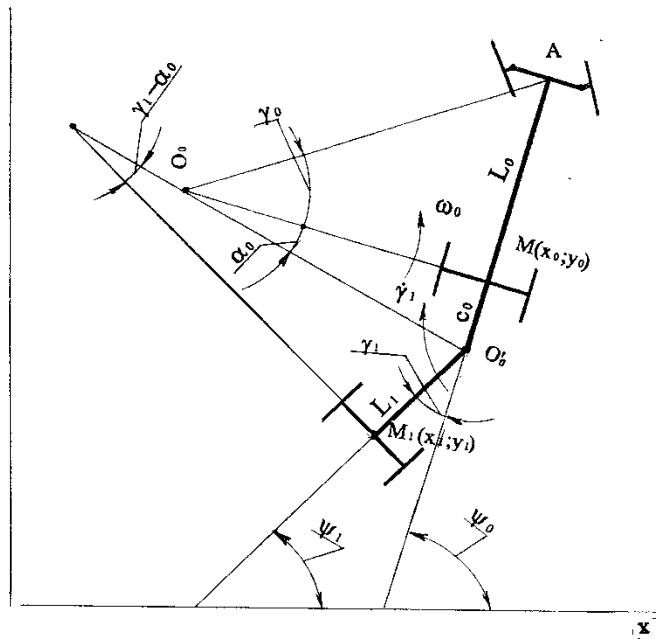


Рисунок 2.3 – Схема криволінійного руху автобуса і першого причепа

Рівняння (2.1) для другого причепа:

$$\frac{d\gamma_2}{dt} = \omega_1 - \omega_2, \quad (2.2)$$

де γ_2 – кут складання між першим і другим причепом;

ω_1 і ω_2 – абсолютні кутові швидкості повороту першого і другого причепа.

Рух триланкового метробуса опишеться системою диференціальних рівнянь [10]:

$$\frac{d\gamma_1}{dt} = \omega_0 - \omega_1,$$

$$\frac{d\gamma_2}{dt} = \omega_1 - \omega_2 \quad (2.3)$$

Записана система рівнянь (2.3) дає можливість отримати значення кутів складання в залежності від конструктивно-геометричних факторів і режиму

руху метробуса. Для цього необхідно розгорнути рівняння (2.3) і визначити співвідношення $\overline{O_0O'_0}/\overline{O_1O'_0}$, а також $\overline{O_1O'_1}/\overline{O_2O'_1}$ [28, 29].

Згідно до схеми криволінійного руху автопоїзда (рис. 2.3) маємо:

$$\overline{O_0O'_0} = \frac{O_0M}{\cos(\alpha_0)}. \quad (2.4)$$

Але з трикутника O_0MA можна отримати вираз:

$$\frac{L_0}{O_0M} = \operatorname{tg}(\gamma_0) \Rightarrow O_0M = \frac{L_0}{\operatorname{tg}(\gamma_0)}, \quad (2.5)$$

$$\overline{O_0O'_0} = \frac{L_0}{\operatorname{tg}(\gamma_0) \cdot \cos(\alpha_0)}. \quad (2.6)$$

Тоді з трикутника $O_1O'_0M_1$ отримуємо:

$$\overline{O_1O'_1} = \frac{L_1}{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}, \quad (2.7)$$

$$\frac{\overline{O_1M_1}}{\sin(\pi/2 - \gamma_1 + \alpha_0)} = \frac{L_1}{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}, \quad \overline{O_1M_1} = \frac{L_1 \cdot \cos(\gamma_1 - \alpha_0)}{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}. \quad (2.8)$$

Згідно отриманих рівнянь невідомими залишаються ще значення двох векторів, зокрема $O_1O'_1$ та $O_2O'_1$. Значення одного з них знайдемо з трикутника $O_1O'_1M_1$:

$$\overline{O_1O'_1} = \frac{\overline{O_1M_1}}{\cos \alpha_1}, \quad (2.9)$$

Після підстановки виразу (2.8) у (2.9) отримаємо:

$$\overline{O_1O_1'} = \frac{L_1 \cdot \cos(\gamma_1 - \alpha_0)}{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}. \quad (2.10)$$

Після визначення вектору $\overline{O_1O_1'}$ знайдемо вектор $\overline{O_2O_1'}$. З трикутника $O_2M_2O_1'$ отримаємо:

$$\overline{O_2O_1'} = \frac{L_2}{\sin \gamma_2}. \quad (2.11)$$

Тепер, взявши до уваги (2.6), можливо переписати рівняння для першого кута складання у розгорнутому вигляді:

$$\frac{d\gamma_1}{dt} = \omega_0 \left(1 - \frac{L_0}{\operatorname{tg}(\gamma_0) \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \frac{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}{L_1} \right), \quad (2.12)$$

Як відмічалось раніше, другий причіп метробуса виконаний керованим. Найбільш вживаним на-сьогодні є прямий привід управління колесами (осями) причіпних ланок. При цьому кут повороту керованих коліс (осей) ланок запишеться через відповідне передаточне відношення [10]:

$$\gamma_{K2} = \frac{\gamma_2}{i_1} - \gamma_2. \quad (2.13)$$

Прийнявши до уваги два вищезазначені вирази отримуємо [29]:

$$\frac{d\gamma_1}{dt} = \omega_0 \left(1 - \frac{L_0}{\operatorname{tg}(\gamma_0) \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \frac{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}{L_1} \right), \quad (2.14)$$

$$\frac{d\gamma_2}{d\gamma_0} = \frac{\sin\left(\frac{\gamma_1 - \alpha_0}{i_0}\right)}{K_{II} \cdot L_1 \cdot \cos\left(\frac{\gamma_1 - \gamma_1}{i_0}\right) \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \left(1 - \frac{\cos\left(\frac{\gamma_1 - \gamma_1}{i_0}\right)}{\cos\left(\frac{\gamma_1 - \gamma_1 + \alpha_1}{i_0}\right)} \cdot \frac{L_1 \cdot \cos(\gamma_1 - \alpha_0)}{\sin\left(\frac{\gamma_1 - \alpha_0}{i_0}\right)} \cdot \frac{\sin\left(-\frac{\gamma_1 + \gamma_1 + \gamma_2 - \alpha_1}{i_1}\right)}{L_2 \cdot \cos\left(\frac{\gamma_2 - \gamma_2}{i_1}\right)} \right) \quad (2.15)$$

Під час виконання повороту величина кута α_0 повністю залежить від відповідного кута повороту керованих коліс автомобіля-тягача γ_0 . Тому перепишемо рівняння (2.14) і (2.15), виключивши з них величину α_0 . Так за відомими тригонометричними формулами маємо:

$$\sin(\gamma_1 - \alpha_0) = \sin \gamma_1 \cdot \cos(\alpha_0) - \sin(\alpha_0) \cdot \cos \gamma_1 = \cos(\alpha_0) \cdot [\sin \gamma_1 - \operatorname{tg}(\alpha_0) \cdot \cos \gamma_1] \quad (2.16)$$

Тоді за допомогою нескладних перетворень отримаємо [29]:

$$\operatorname{tg}(\alpha_0) = \frac{C_0}{O_0M} = \frac{C_0 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_0)}{L_0}. \quad (2.17)$$

Використовуючи відому тригонометричну залежність отримаємо:

$$1 + \operatorname{tg}^2(\alpha_0) = \frac{1}{\cos^2(\alpha_0)} \Rightarrow \cos(\alpha_0) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{C_0 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_0)}{L_0}\right)^2}}. \quad (2.18)$$

Оскільки значення кута α_0 не може перевищити 90° , то значення косинуса завжди залишатиметься додатнім. Поряд з цим маємо ще ряд виразів:

$$\begin{aligned} \cos(\gamma_1 - \alpha_0) &= \cos(\gamma_1) \cdot \cos(\alpha_0) + \sin(\gamma_1) \cdot \sin(\alpha_0) = \\ &= \cos(\alpha_0) \cdot [\cos(\gamma_1) + \operatorname{tg}(\alpha_0) \cdot \sin(\gamma_1)]. \end{aligned} \quad (2.19)$$

Замінивши у рівняннях (2.15) і (2.16) відповідні вирази на (2.17)...(2.19), отримаємо:

$$\frac{d\gamma_1}{d\gamma_0} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma_0)}{K_{II} \cdot L_0} \cdot \left(1 - \frac{L_0}{\operatorname{tg}(\gamma_0)} \cdot \frac{\left(\sin \gamma_1 - \frac{C_0 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_0)}{L_0} \cdot \cos \gamma_1 \right)}{L_1} \right), \quad (2.20)$$

$$\frac{d\gamma_2}{d\gamma_0} = \frac{\left(\sin \gamma_1 - \frac{C_0 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_0)}{L_0} \cdot \cos \gamma_1 \right)}{K_{II} \cdot L_1} - \frac{\left(\cos(\gamma_1) + \frac{C_0 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_0)}{L_0} \cdot \sin(\gamma_1) \right)}{K_{II} \cdot \cos\left(\frac{\gamma_2}{i_1} - \gamma_2\right)} \cdot \frac{\sin\left(\frac{\gamma_2}{i_1} - \gamma_2\right)}{L_2} \quad (2.21)$$

З формул (2.20) і (2.21) видно, що отримані рівняння не складають систему, бо перше рівняння зовсім не залежить від другого. Оскільки двовісні причепи приведені до одновісних, то колеса якої осі є керованими не визначені. Тобто, коли в автопоїзді немає зворотних зв'язків, то рух наступних ланок не впливає на рух попередніх ланок. Така схема дуже ідеалізована, але враховуючи, що триланковий метробус не може виконувати поворот з високою швидкістю, на практиці розходження між розрахунковими і дійсними значеннями лежать у допустимих межах [29].

Оскільки в загальному випадку під час виконання повороту метробус проходить чотири стадії (входження в поворот, рух по колу, вихід з повороту, прямолінійний рух до повернення всіх параметрів у початковий стан), то рівняння (2.20) і (2.21) можна застосувати лише для першої стадії виконання повороту.

Під час руху по коловій траєкторії з радіусом R_{0MIN} (якщо є така ділянка) визначальним параметром стає центральний кут φ_K . Приймавши до уваги співвідношення $d\gamma_0 = R_{0MIN} \cdot K_{II} \cdot d\varphi_K$, а також умову, що $\gamma_0 = \operatorname{const} = \gamma_{0MAX}$ отримаємо [29]:

$$\frac{d\gamma_1}{d\varphi_K} = \left(1 - R_{0MIN} \cdot \frac{\left(\sin \gamma_1 - \frac{C_0}{R_{0MIN}} \cdot \cos \gamma_1 \right)}{L_1} \right), \quad (2.22)$$

$$\frac{d\gamma_2}{d\varphi_K} = \frac{\left(\sin \gamma_1 - \frac{C_0}{R_{0MIN}} \cdot \cos \gamma_1 \right) \cdot R_{0MIN}}{L_1} - \frac{\left(\cos(\gamma_1) + \frac{C_0}{R_{0MIN}} \cdot \sin(\gamma_1) \right) \cdot R_{0MIN}}{L_2 \cdot \cos\left(\frac{\gamma_2}{i_1} - \gamma_2\right)} \cdot \frac{\sin\left(\frac{\gamma_2}{i_1} - \alpha_1\right)}{\cos \alpha_1} \quad (2.23)$$

При виході з повороту застосовують рівняння (2.20) і (2.21), але оскільки рульове колесо обертається у зворотному напрямку, то коефіцієнт K_{Π} має від'ємне значення.

Остання стадія – прямолінійний рух автобуса до того часу, поки всі вихідні параметри не повернуться у вихідний стан. Так на цій стадії кути складання ланок метробуса вже не залежать від положення керованих коліс, а лише від шляху, який проходить автобус. При цьому $\gamma_0 = 0$. Отже отримаємо:

$$\frac{d\gamma_1}{dS_0} = -\frac{\sin \gamma_1}{L_1}, \quad (2.24)$$

$$\frac{d\gamma_2}{dS_0} = \frac{\sin \gamma_1}{L_1} - \frac{\cos(\gamma_1)}{\cos\left(\frac{\gamma_2}{i_1} - \gamma_2\right)} \cdot \frac{\sin\left(\gamma_1 + \frac{\gamma_2}{i_1}\right)}{L_2 \cdot \cos\left(\frac{\gamma_2}{i_1} - \gamma_2\right)}. \quad (2.25)$$

Отримана система рівнянь описує залежності кутів складання триланкового метробуса для різних стадій його повороту. Для її практичного застосування необхідно виконати ще ряд перетворень [29].

Отже, якщо прийняти, що точка O'_0 рухається зі сталою швидкістю V_0 , то, відповідно, усі точки метробуса обертатимуться навколо миттєвого центра швидкостей O_0 з кутовою швидкістю ω_0 , яка в свою чергу може бути знайдена:

$$\omega_0 = \frac{V_0}{O_0M} = \frac{V_0 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_0)}{L_0}. \quad (2.26)$$

Тоді перший причіп обертатиметься навколо миттєвого центра швидкостей O_1 з кутовою швидкістю ω_1 :

$$\omega_1 = \frac{\omega_0 \cdot \overline{O'_0O_0}}{\overline{O_1O'_0}} = \frac{V_0 \cdot \sin(\gamma_1 - \alpha_0)}{L_1 \cdot \cos(\alpha_0)}. \quad (2.27)$$

Тепер систему диференціальних рівнянь можна представити у вигляді:

$$\frac{d\gamma_1}{dt} = \frac{V_0 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_0)}{L_0} \cdot \left(1 - \frac{L_0}{\operatorname{tg}(\gamma_0) \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \frac{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}{L_1} \right), \quad (2.28)$$

$$\frac{d\gamma_2}{dt} = \frac{V_0 \cdot \sin(\gamma_1 - \alpha_0)}{L_1 \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \left(1 - \frac{L_1 \cdot \cos(\gamma_1 - \alpha_0)}{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)} \cdot \frac{\sin\left(\frac{\gamma_2}{i_1} - \gamma_2\right)}{L_2} \right) \quad (2.29)$$

Але у лівій частині рівнянь присутній вираз dt , що є не зручним для використання, тому перепишемо їх інакше.

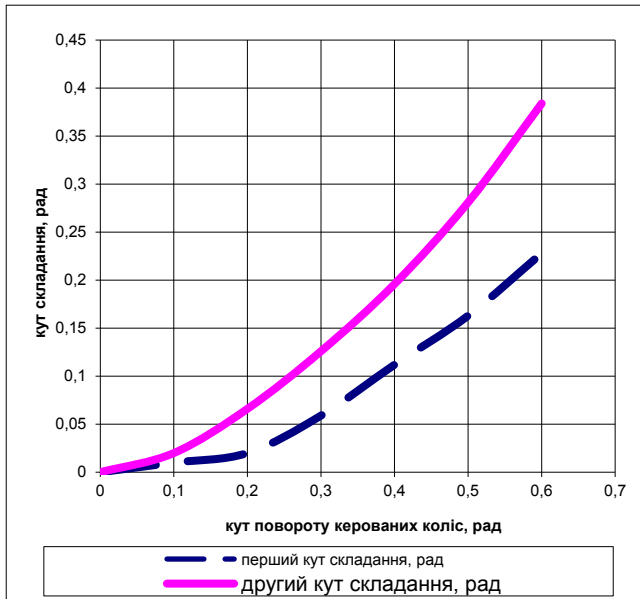
Відомо, що $\gamma_0 = K_{\Pi} \cdot V_0 \cdot t$. Тоді, якщо швидкість залишається незмінною, $d\gamma_0 = K_{\Pi} \cdot V_0 \cdot dt$. Звідси маємо:

$$\frac{d\gamma_1}{d\gamma_0} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma_0)}{K_{\Pi} \cdot L_0} \cdot \left(1 - \frac{L_0}{\operatorname{tg}(\gamma_0) \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \frac{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}{L_1} \right),$$

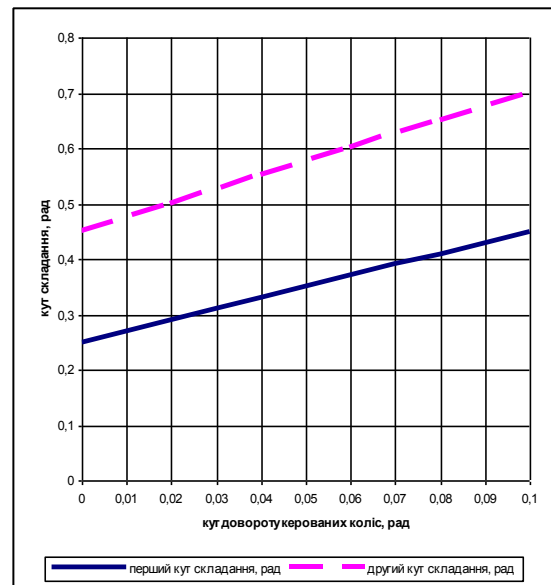
$$\frac{d\gamma_2}{d\gamma_0} = \frac{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}{K_{\Pi} \cdot L_1 \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \left(1 - \frac{L_1 \cdot \cos(\gamma_1 - \alpha_0)}{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)} \cdot \frac{\sin\left(\frac{\gamma_2}{i_1} - \gamma_2\right)}{L_2} \right) \quad (2.30)$$

Отримані диференціальні рівняння у загальному вигляді не інтегруються. Тому для їх вирішення було застосовано прикладне програмне забезпечення Mathcad.

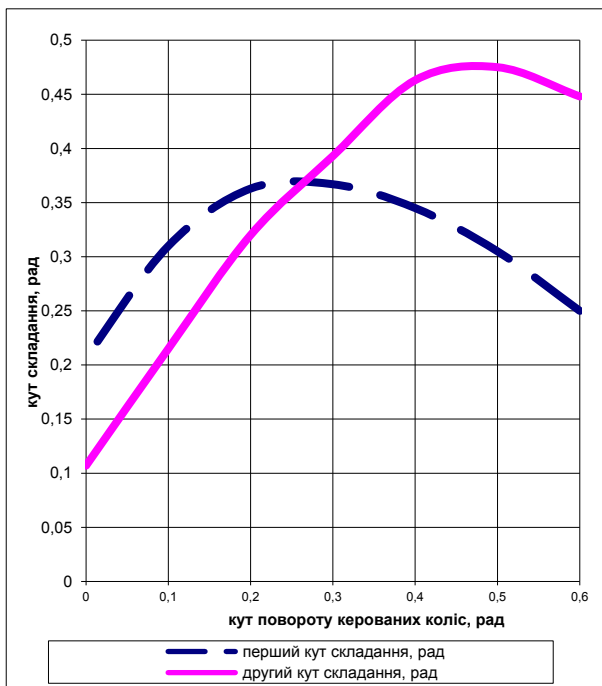
На рис. 2.4 наведені результати розрахунку кутів складання триланкового метробуса з базою автобуса $L_0=6,0$ м, базою причепів $L_1=L_2=6,39$ м і з задньою керованою віссю другого причепа за прямого приводу на цю вісь і передаточного відношення приводу управління 0,5. За знайденими кутами складання були визначені зміщення траєкторій ланок триланкового метробуса і габаритна смуга руху необхідна для повороту метробуса на 90^0 , 180^0 і за колового руху, рис. 2.5 і табл. 2.1.



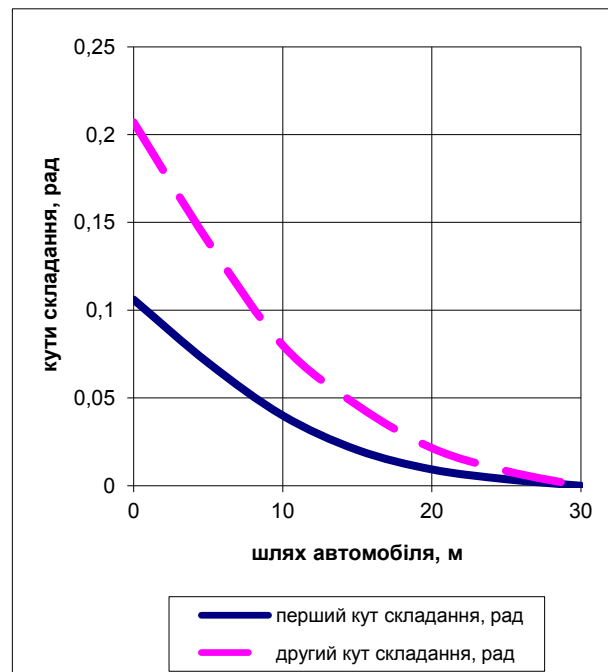
а)



б)



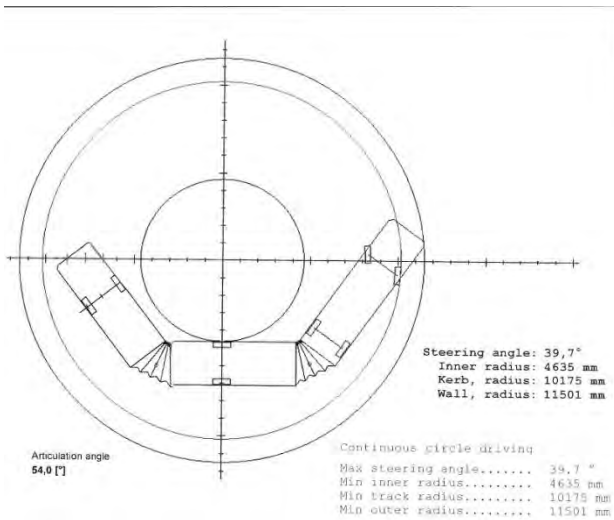
в)



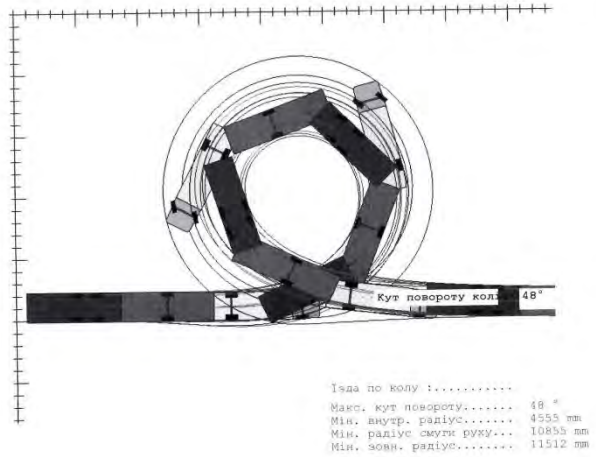
г)

Рисунок 2.4 – Залежність кутів складання ланок метробуса від кута повороту керованих коліс автобуса:

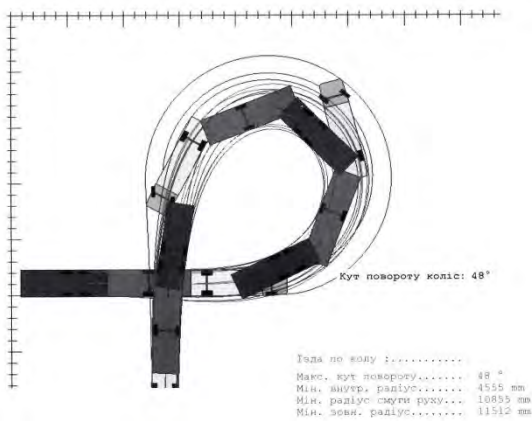
- а) вхід в поворот; б) коловий рух;
- в) вихід із повороту;
- г) прямолінійний рух автобуса



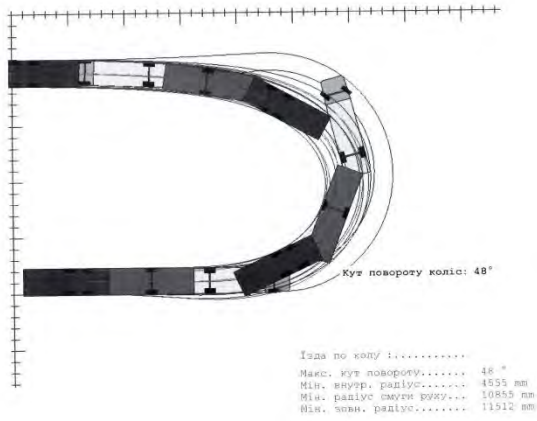
а)



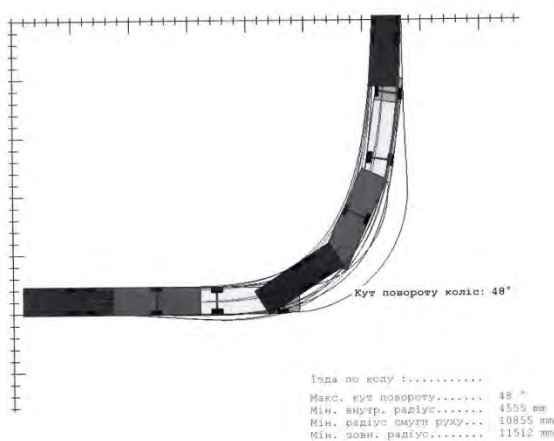
б)



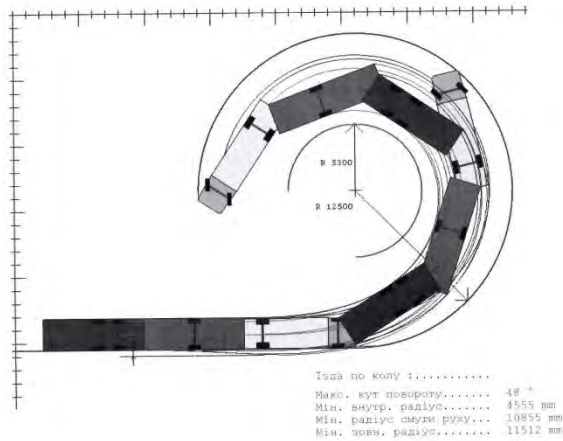
в)



г)



д)



е)

Рисунок 2.5 – Габаритна смуга руху триланкових метробусів при виконанні ним різних поворотів: а) вхід в поворот; а) коловий рух; б) рух по колу; в) вихід з колового руху, г) поворот на 180°, д) поворот на 90°, поворот на 270°

Таблиця 2.1 - Габаритна смуга руху триланкового метробуса

Габаритна смуга руху триланкового метробуса, м					
Поворот 90 ⁰		Поворот 180 ⁰		Коловий рух	
некерований	керований	некерований	керований	некерований	керований
6,72	6,13	7,45	6,57	7,79	7,11

Аналіз даних рис. 2.4, 2.5 і табл. 2.1 дозволяє зробити наступні висновки:

- при неграничному повороті поворот усіх елементарних кінематичних ланок здійснюється на першій стадії послідовно, причому друга ланка забігає більш інтенсивно у внутрішню сторону повороту, збільшуючи другий кут складання у порівнянні з першим. Аналогічні змінюються і швидкості обертання ланок метробуса незалежно від режиму його повороту. Співвідношення кутів γ_0 і γ_1 в кінці першої стадії повороту складає біля 0,47, у той час як співвідношення кутів γ_2 і γ_1 становить більше одиниці;

- поліпшити показники маневреності триланкового метробуса за рахунок компонувальних параметрів автобуса і причіпних ланок у граничних режимах руху практично неможливо;

- кути складання суттєво залежать від режиму криволінійного руху метробуса. Зі зменшенням режимного коефіцієнта повороту зменшуються і кути складання його ланок γ_1 і γ_2 при одному і тому ж значенні приведенного кута повороту γ_0 керованих коліс автобуса, так як метробус займає при цьому менш “складене” положення;

- кут складання γ_2 в початковий період повороту автопоїзда може приймати від’ємні значення. Це явище спостерігається тільки при повороті з відносно великими значеннями режимного коефіцієнта повороту K_p і пояснюється тим, що при різкому повороті автобуса точки зчеплення виходять за лінію початкового прямолінійного руху метробуса;

- при односторонньому повороті траєкторії причіпних ланок зміщуються по відношенню до траєкторії автобуса до центра повороту, збільшуючи при цьому габаритну смугу руху, причому зміщення траєкторій і габаритної смуги

руху збільшуються зі збільшення бази причепів;

- нормоване значення габаритної смуги руху за реальних конструктивних параметрів триланкового метробуса з урахування усіх його можливих обмежень (бази автобуса, розташування точок зчеплення, бази причепа тощо) може забезпечити триланковий метробус, що розглядається;

- наявність керованого причепа показує на досить складні залежності кутів складання від кута повороту керованих коліс автобуса, проте за обраного передаточного відношення приводу управління габаритна смуга руху триланкового метробуса зменшується у порівнянні з некерованим на 10,5%. При цьому некерований метробус не вписується у допустиму смугу руху, регламентовану DIRECTIVE 2002/7/EC. Це необхідно враховувати при проектуванні траси для руху триланкових метробусів.

Траєкторії характерних точок автобуса і причепів, а відповідно і ГСР метробуса отримані без урахування бічного відведення шин, що може суттєво вплинути (в межах 15%) як на маневреність, так і стійкість його руху. Тому розглянемо маневреність метробуса на еластичних у бічному напрямку колесах.

2.2 Маневреність метробуса на еластичних у бічному напрямку колесах

2.2.1 Бічне відведення автомобільного колеса.

При вивченні питання стійкості руху АТЗ неможливо обійтись без вивчення зв'язків між колесами автомобіля і опорною поверхнею. В теорії кочення розглядаються два види руху. Перший – стаціонарне кочення, яке супроводжується рівномірним і прямолінійним переміщенням центру колеса при постійній орієнтації його диска у просторі і незмінній реакції в області контакту. Другий – нестаціонарне кочення, при якому рух диска колеса може бути довільним, а реакція змінюється в часі [117].

Динамічне поведіння реальних АТЗ із пневматичними шинами істотно відрізняється від поведіння за теорією, що не враховує деформації

еластичних коліс. Тому принципово нову постановку одержала задача дослідження стійкості і керованості АТЗ з урахуванням бічного відведення.

Для формулювання рівнянь теорії нестационарного кочення, які встановлюють зв'язок між реакцією в області контакту з опорною поверхнею і фазовими змінними абсолютно твердого диска колеса широко використовувалися два основних підходи: феноменологічний і модельний [118].

Модельний підхід характеризується розгляданням колеса з конкретним представленням деформованої (еластичної) периферії у вигляді безперервної сукупності елементів у формі пружин або пружних стрижнів, які пов'язані нитками, балками, кривими брусами і т.д., які моделюють, зокрема, і оболонку під тиском (шину). Описана конструкція деформованої периферії допускає математичне описання в формі сукупності диференціальних операторів, які можна розглядати як математичну модель еластичного колеса [119].

Характерною рисою модельного підходу є скрупульозне простежування механізму взаємодії точок периферії колеса по довжині області контакту з опорною поверхнею і глибоке проникнення в деталі процесу кочення [120]. Однак аналіз отриманих залежностей між бічними силами і кутами відведення із застосуванням модельного підходу дозволяє зробити висновок, що рівняння, які описують ці залежності, є досить складними і незручними для використання при дослідженні керованості і стійкості АТЗ [121-124]. Питання кінематики, сполучення деформації на границях зон ковзання, зчеплення в області контакту роблять цей апарат досить громіздким.

Відповідно до цієї концепції, бічна реакція опорної поверхні Y є експериментально обумовленою функцією кута відведення, однієї з найпростіших реалізацій якої є лінійна залежність:

$$Y = k\delta, \quad (2.31)$$

де k – коефіцієнт опору відведенню, що знаходиться експериментально;

δ – кут відведення.

Значні експериментальні дослідження із установлення залежності між бічними силами Y і кутами відведення δ були проведені багатьма дослідниками [70, 72-85]. Проведені дослідження показали:

1) характеристика відведення шин може бути розділена на три умовних ділянки залежно від кута відведення: ділянка наближена до лінійної залежності бічної сили від кута відведення ($5^\circ - 8^\circ$); ділянка складного зв'язку бічної сили з кутом відведення ($8^\circ - 12^\circ$); ділянка сталої бічної сили, що відповідає повному бічному ковзанню шин ($12^\circ - 20^\circ$);

2) величина кута відведення змінюється при нахилі колеса до площини дороги;

3) коефіцієнт опору відведення K_δ залежить від великої кількості факторів, основними з яких є: розміри й конструкція колеса; величина радіальних і тангенціальних сил на колесі, характер їх прикладення та швидкість зміни; нормальне навантаження на колесо, тиск повітря в шині, тип і стан дорожнього покриття; швидкість руху, форма траєкторії центра колеса;

4) кути відведення невеликі й у звичайних умовах руху по прямій і на повороті не перевищують $5^\circ - 10^\circ$;

5) при малих кутах відведення коефіцієнт опору відведенню можна вважати постійним.

Наведений у (2.31) коефіцієнт опору відведенню шини k може бути прийнятий постійною величиною тільки при русі по твердій дорозі з малими бічними й тангенціальними силами на колесах [55]. У загальному випадку ця залежність не лінійна й аналітичний вираз для неї невідомий, тому що коефіцієнт K_δ залежить від багатьох факторів.

У нелінійній теорії відведення, запропонованій Д.А.Антоновим [61], залежність бічної сили від кута відведення описується рівнянням

$$Y = q \times K_{\delta_0} \times \delta, \quad (2.32)$$

де K_{δ_0} - екстремальний коефіцієнт бічного відведення;

q -загальний коефіцієнт корекції, що являє собою добуток часткових коефіцієнтів, що враховують різні умови роботи еластичного колеса.

Ці коефіцієнти визначені експериментально й враховуються в роботі [55] при визначенні критичної швидкості для сталого прямолінійного руху при рівності характеристик коліс багатовісного автомобіля й для криволінійного руху при слабо вираженій нелінійності характеристик шин. Спроба одержання виразу критичної швидкості для більше складних режимів руху виявилася невдалою, у зв'язку з труднощами у визначенні коефіцієнтів корекції відведення еластичних шин через необхідність урахування різних факторів, що впливають на відведення. Взаємодія еластичного колеса з дорогою всебічно розглянута в роботах А.С.Литвинова [72, 74, 77]. У них показано, що коефіцієнт опору відведенню найбільше істотно залежить від тиску повітря в шині, режиму руху й нормального навантаження на колесо, а також проведено аналіз емпіричних і напівемпіричних залежностей коефіцієнта опору відведенню від цих факторів.

Експериментальні дослідження, що характеризують відведення колеса та явища, які супроводжують йому, тривають і дотепер [78, 84, 86].

Феноменологічний підхід ґрунтується на сукупності експериментальних фактів і гіпотез, які встановлюють зв'язок між константами і змінними теорії. Внутрішня структура деформованого колеса і детальний характер взаємодії елементів деформованої периферії колеса з опорною поверхнею не розглядаються.

На відміну від модельного, феноменологічний підхід дозволяє враховувати лише зовнішні прояви пружних властивостей колеса, що котиться, зневажаючи при цьому внутрішньою структурою колеса, яке має пружні властивості, і детальним характером взаємодії елементів деформованої периферії колеса з опорною поверхнею [118].

Серед різних варіантів феноменологічних теорій кочення пружно-деформованих коліс найбільше поширення одержала відома аксіоматика І. Рокара [122]. Її загальне визнання пояснюється як її простотою, так і досить гарним якісним і кількісним збігом результатів, отриманих експериментально, з теоретичними результатами, отриманими в результаті такого підходу. До

достоїнств зазначеної теорії варто віднести і те, що вона уловлює основну властивість пружного тіла – котиться під кутом до площини обертання, а відповідна силова характеристика може бути визначена емпірично з урахуванням індивідуальних властивостей тіла, що котиться, (такі сили можуть вимірюватись для всієї осі) .

Теорія кочення еластичного колеса, що запропонована Грейданусом [125], є більш повною в порівнянні з теорією Рокара, тому що поряд з поперечною деформацією враховує деформацію скручування й може бути поширена на випадок руху нахиленого колеса.

У 1945 Р. М.В. Келдишем була розроблена теорія [126], що дозволяє для малих відхилень (коли відсутнє помітне ковзання) визначити залежність між кутами відведення, бічними силами й стабілізуючими моментами при несталому повороті.

І.К. Пчелін й А.А. Хачатуров досліджували рух автомобіля з урахуванням усіх компонентів пружних деформацій шини [95]. При цьому замість експериментальних залежностей між бічними силами й кутами відведення використовувались рівняння кінематичних зв'язків колеса з дорогою, запропонованих М.В. Келдишем.

У наведених вище теоріях кочення еластичного колеса при складанні рівнянь кінематичних зв'язків автори виходили з умови відсутності ковзання точок шини щодо поверхні кочення. У роботі [127] показано, що ця умова не є необхідною при дійсному коченні колеса, і необхідно розглядати кочення колеса з ковзанням.

Розглянуті теорії кочення не зв'язані між собою й відбивають наявність різних підходів до вивчення впливу деформованості шини на процес її кочення без ковзання.

При коченні колеса з відведенням виникає бічна сила, причиною появи якої можуть служити дорожні нерівності, несподівана зміна поперечного ухилу дороги, сильний порив вітру. Явище відведення шин особливо помітно на поворотах, тому що відцентрова сила, як правило, більше інших бічних сил.

Якщо бічна сила стає дуже великою і перевершує силу зчеплення колеса з дорогою, то відведення перетворюється на бічне ковзання. Як показали експерименти [88], повне або часткове ковзання шин окремих коліс багатовісних автомобілів відбувається практично на всіх режимах повороту.

Як показують експериментальні дослідження, залежність бічної реакції Y від кута відведення може бути як монотонною, так і з падаючими ділянками (рис. 2.6) [118].

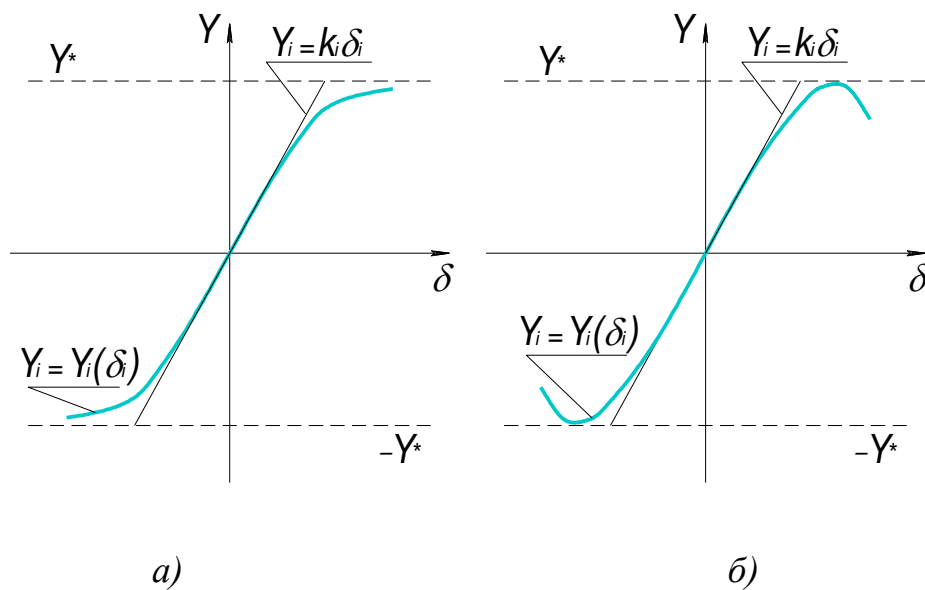


Рисунок 2.6—Монотонна (а) залежність і залежність з падаючими ділянками (б) бічної реакції від кута відведення

Нелінійний характер залежності $Y_i = Y_i(\delta_i)$ вказує на те, що лінійна гіпотеза відведення справедлива лише для досить малих величин кутів відведення й у цьому випадку конкретною реалізацією монотонної залежності бічної реакції, як функції кута відведення, може бути нелінійна залежність виду [118]:

$$Y = \frac{k \cdot \delta}{\sqrt{1 + \left(\frac{k \cdot \delta}{\varphi \cdot G_k} \right)^2}}, \quad (2.33)$$

де k – коефіцієнт бічного відведення, обумовлений тангенсом кута нахилу лінійної частини кривій;

φ – коефіцієнт зчеплення між шиною й опорною поверхнею;

G_k – нормальне навантаження на колесо, Н.

Крім того, якщо залежності між силами, що діють на одне колесо і кутами його бічного відведення ще можна в деякому діапазоні вважати лінійними, то для залежностей між силами, що діють на вісь автомобіля, і кутами відведення осі, розміри цього діапазону зменшуються (інтервал лінійності значно скорочується). Це пояснюється впливом на кути відведення осей кінематики підвіски, характеристики рульового керування і перерозподілу нормальних реакцій [85].

У цьому випадку зазначені залежності найбільше повно розкриваються аналітичними апроксимаціями, у яких реакції відведення $Y_i = Y_i(\delta_i)$ (у безрозмірному виді) є емпіричними нелінійними функціями кутів бічного відведення δ (1.12 або 1.13) і являють собою сумарну бічну реакцію кожної осі:

$$Y_i = k_0 \operatorname{arctg}(c_i \delta_i);$$

$$Y_i = \frac{k_i \cdot \delta_i}{\sqrt{1 + \frac{k_i^2 \cdot \delta_i^2}{\varphi_i^2}}}, \quad (2.34)$$

де δ_i – кут відведення i – тої осі;

φ_i – коефіцієнт зчеплення коліс на i – тій осі.

У подальших дослідженнях маневреності і стійкості руху метробуса будуть використані залежності (2.34) як такі, що з достатньою точністю описують процес взаємодії коліс метробуса з опорною поверхнею.

2.2.2 Рівняння плоскопаралельного руху метробуса. При розгляді питань маневреності і стійкості метробуса га еластичних у бічному напрямку на відміну від метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах не можна зводити дві осі причіпних ланок до однієї. Крім того, важливим при розгляді питань стійкості є наявність системи управління колесами передньої або задньої осі другого причепа.

У роботі [128] записана система рівнянь, що описує плоскопаралельний рух триланкового причіпного автопоїзда, яка може бути застосована і для метробуса, рис. 2.7, у вигляді:

- по змінній v

$$(m_1 + m_2 + m)(\dot{v} - u\omega) - [(m_1 d_1 + m_2 l_1) \sin \varphi_1 + m_2 d_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2)](\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) + m_2 d_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_2 + c(m_1 + m_2)\omega^2 + (m_1 d_1 + m_2 l_1)(\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \cos \varphi_1 + m_2 d_2 (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) = -(X_1 \cos \theta_1 + Y_1 \sin \theta_1) - X_2 - X_{3\rho} \cos \varphi_1 + Y_{3\rho} \sin \varphi_1 - [X_{41} \cos(\theta_{2s} + \varphi_2 + \varphi_1) - Y_{41} \sin(\theta_{2s} + \varphi_2 + \varphi_1)] + X_{42} \cos(\varphi_2 + \varphi_1);$$

- по змінній u

$$(m_1 + m_2 + m)(\dot{u} + v\omega) - (m_1 + m_2)c\dot{\omega} - [(m_1 d_1 + m_2 l_1)m_2 d_2 \cos \varphi_1 + m_2 d_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2)] \times (\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) + m_2 d_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_2 - (m_1 d_1 + m_2 l_1)(\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \sin \varphi_1 - m_2 d_2 (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \times \sin(\varphi_1 + \varphi_2) = -(X_1 \sin \theta_1 - Y_1 \cos \theta_1) + Y_2 + (X_{3\rho} \sin \varphi_1 + Y_{3\rho} \cos \varphi_1) + [X_{41} \sin(\theta_{2s} + \varphi_2 + \varphi_1) - Y_{41} \cos(\theta_{2s} + \varphi_2 + \varphi_1) - Y_{42} \cos(\varphi_2 + \varphi_1)];$$

- по змінній ω

$$[I + (m_1 + m_2)c^2 + (m_1 d_1 + m_2 l_1)c \cos \varphi_1 + m_2 d_2 c \cos(\varphi_1 + \varphi_2)]\dot{\omega} - (m_1 + m_2)c(\dot{u} + v\omega) - c[(m_1 d_1 + m_2 l_1) \cos \varphi_1 + m_2 d_2 \times \cos(\varphi_1 + \varphi_2)]\ddot{\varphi}_1 - m_2 d_2 c \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_2 + c[(m_1 d_1 + m_2 l_1)(\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \sin \varphi_1 + m_2 d_2 (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \times \sin(\varphi_1 + \varphi_2)] = -a_i(X_{1i} \sin \theta_i - Y_{1i} \cos \theta_i) - \sum_{j=1}^{n=2} b_j Y_{2j} - c(Y_{31} + Y_{32}) \cos \varphi_1 - c[X_{41} \sin(\theta_{2s} + \varphi_1 + \varphi_2) + Y_{41} \cos(\theta_{2s} + \varphi_1 + \varphi_2) + Y_{42} \cos(\varphi_1 + \varphi_2)];$$

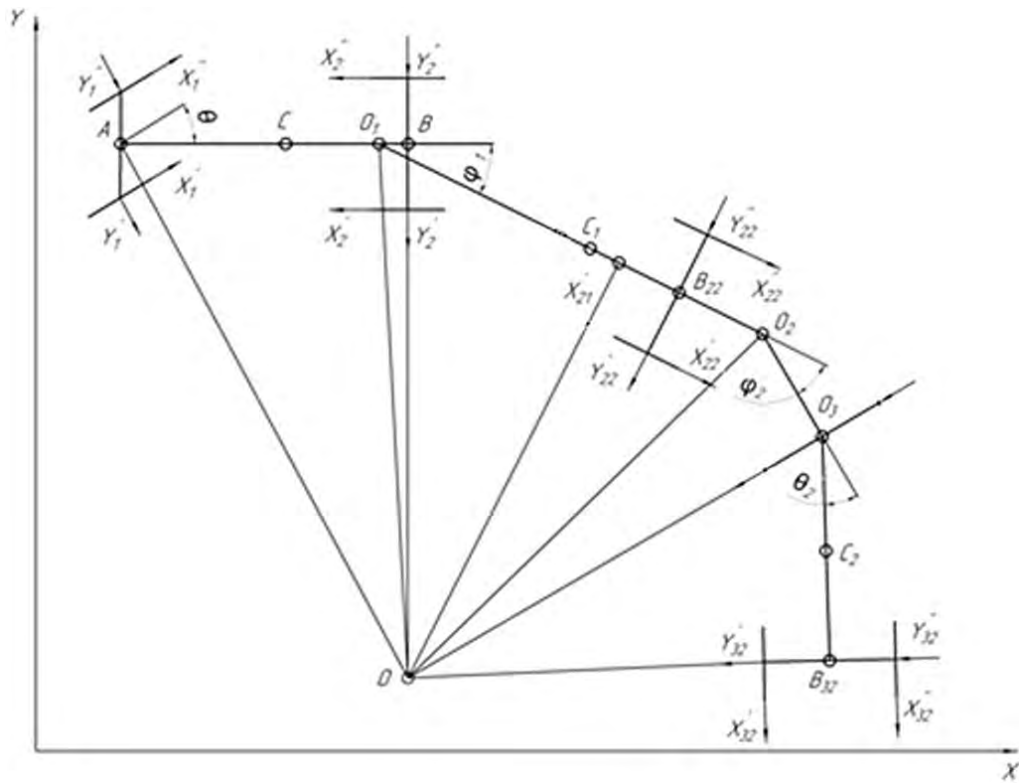
- по змінній φ_1

$$(I_1 + m_1 d_2 + m_2 l_1^2 + m_2 d_2 l_1 \cos \varphi_2)(\ddot{\varphi}_1 - \dot{\omega}) + (m_1 d_1 + m_2 l_1) \times [\dot{v} \sin \varphi_1 + (\dot{u} - \dot{\omega}c) \cos \varphi_1] + m_2 d_2 l_1 \cos \varphi_2 \ddot{\varphi}_2 + (m_1 d_1 + m_2 l_1)\omega \times [v \cos \varphi_1 - (u - c\omega) \sin \varphi_1] - m_2 d_2 l_1 (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \sin \varphi_2 \quad (2.36)$$

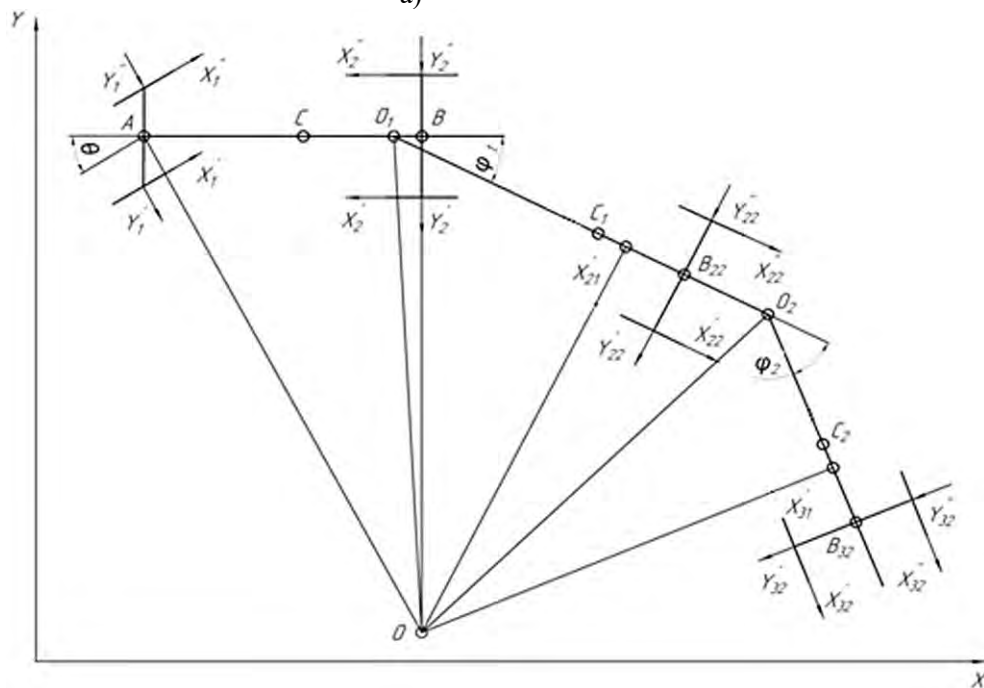
$$= -M_{C2} + \sum_{\rho=1}^{n=2} (d_1 + b_{1\rho}) Y_{3\rho} + l_1 X_{41} \sin(\theta_{2s} + \varphi_2) + Y_{41} \cos(\theta_{2s} + \varphi_2) + Y_{42} \cos \varphi_2];$$

- ПО ЗМІННІЙ φ_2

$$(I_2 + m_2 d_2^2)(\ddot{\varphi}_2 - \dot{\omega}) + m_2 d_2 [\dot{v} \sin(\varphi_1 + \varphi_2) + (\dot{u} - \dot{\omega}c) \cos(\varphi_1 + \varphi_2)] + [I_2 + m_2 d_2 (d_2 + l_1 \cos \varphi_2) + m_2 d_2 l_1 \cos \varphi_2] \ddot{\varphi}_1 + m_2 d_2 l_1 (\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \sin \varphi_2 - m_2 d_2 \omega [(u - \omega c) \sin(\varphi_1 + \varphi_2) - v \cos(\varphi_1 + \varphi_2)] = -M_{C3} + [(d_2 + b_{21})(X_{41} \sin \theta_{2s} + Y_{41} \cos \theta_{2s}) + Y_{42}(d_2 + b_{22})].$$



а)



б)

Рисунок 2.7 – Схема сил і моментів, що діють на триланковий метробус:

а) з керованою другою причіпною ланкою,

б) з некерованою другою причіпною ланкою

У систему рівнянь (2.36) входять моменти опору повороту ланок, поздовжні і бокові реакції дороги на колеса окремих ланок метробуса. Величина і напрямок поздовжніх реакцій X_i залежать від режиму руху метробуса (розгін, усталений вільний рух, гальмування). Бічні реакції Y_i залежать від прийнятої моделі деформації колеса у бічному напрямку. Моменти опору повороту ланок визначаються залежностями

$$\begin{aligned} M_1 &= h_1 \dot{\phi}_1; \\ M_2 &= h_2 \dot{\phi}_2. \end{aligned}$$

де: h_1 і h_2 - коефіцієнти в'язкого тертя в шарнірах вузлів зчеплення ланок метробуса.

Поздовжні сили на колесах осей автопоїзда визначені як [128]

$$X_i = Z_i \times k_f, \quad (2.37)$$

Поперечні сили на колесах осей автопоїзда визначені як

$$\begin{aligned} Y_1 &= \frac{k_1 \delta_1}{\sqrt{1 + \frac{k_1^2 \delta_1^2}{(\varphi_{11} Z_1)^2}}}; \\ Y_2 &= \frac{k_2 \delta_2}{\sqrt{1 + \frac{k_2^2 \delta_2^2}{(\varphi_{22} Z_2)^2}}}; & Y_{21} &= \frac{k_2 \delta_{21}}{\sqrt{1 + \frac{k_2^2 \delta_{21}^2}{(\varphi_{22} Z_2)^2}}}; \\ Y_3 &= \frac{k_3 \delta_3}{\sqrt{1 + \frac{k_3^2 \delta_3^2}{(\varphi_{33} Z_3)^2}}}; & Y_{31} &= \frac{k_3 \delta_{31}}{\sqrt{1 + \frac{k_{31}^2 \delta_{31}^2}{(\varphi_{33} Z_3)^2}}}; \\ Y_{41} &= \frac{k_4 \delta_{41}}{\sqrt{1 + \frac{k_4^2 \delta_{41}^2}{(\varphi_{44} Z_4)^2}}}; & Y_{42} &= \frac{k_4 \delta_{42}}{\sqrt{1 + \frac{k_4^2 \delta_{42}^2}{(\varphi_{44} Z_4)^2}}}. \end{aligned} \quad (2.38)$$

У записаних рівняннях прийняті такі позначення:

m , I – маса центр мас і центральний момент інерції ведучої ланки щодо

вертикальної осі, що проходить через центр мас т. С;

x, y – абсциса і ордината т. С в інерційній системі координат;

m_k, C_k, I_k ($k=1,2$) - ж саме для першої і другої ведених ланок;

$\vartheta, \vartheta_1, \vartheta_2$ – курсові кути ланок автопоїзда;

$v = \dot{x} \cos \vartheta + \dot{y} \sin \vartheta$, $u = -\dot{x} \sin \vartheta + \dot{y} \cos \vartheta$ - проекції швидкості т. С на поздовжню і поперечну осі ведучої ланки;

M_{c2}, M_{c3} – моменти опору повороту ланок автопоїзда;

$\omega, \omega_1, \omega_2$ – кутові швидкості ланок автопоїзда;

θ_1, θ_{2s} – кути повороту осей автобуса і другої причіпної ланки метробуса;

$X_{\alpha\beta}, Y_{\alpha\beta}$ - поздовжні і поперечні реакції на колесах осей ланок автопоїзда;

$a=CA, b=CB, L=AB, c=O_1C, d=O_1C_1, a_{21}=C_1B_{21}, b_{21}=C_1B_{22}, L_1=O_1B_{22}, c_1=O_2C_1,$

$l_1=O_2O_1, a_{2l}=C_2B_{31}, b_{22}=C_2B_{32}, L_2=O_2B_{32}$ – геометричні параметри автопоїзда.

Інтегрування вихідної системи рівнянь здійснено за допомогою програмного забезпечення Maple. При цьому кожний з режимів моделювався тим чи іншим законом повороту рульового колеса тягача. Для комп'ютерного моделювання найбільш типового повороту автопоїзда на 90° , що рухався перед тим прямолінійно, закон управління керованими колесами тягача задається у вигляді [128]:

$$\theta = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \leq t \leq t_0 \\ \beta t & \text{при } t_0 < t \leq t_1 \\ \beta t & \text{при } t_1 \leq t \leq t_2, \\ -\beta t & \text{при } t_2 < t \leq t_3 \\ 0 & \text{при } t > t_2 \end{cases} \quad (2.39)$$

де $[0; t_0]$ і $[t_3; t_k]$ – час руху автопоїзда по прямій відповідно до входу в поворот і після виходу із повороту;

$[t_0; t_1]$ – інтервал часу входження в поворот, керовані колеса автомобіля-тягача рівномірно повертаються зі швидкістю $\beta = 0,05 \text{ с}^{-1}$;

$[t_1; t_2]$ – інтервал часу руху автопоїзда по колу (може бути відсутнім);

$[t_2; t_3]$ – інтервал часу виходу автопоїзда із повороту (керовані колеса автомобіля-тягача рівномірно повертаються у нейтральне положення).

Для вивчення поведінки автопоїзда у такому повороті приймалися швидкості 5 м/с за кута повороту керованих коліс тягача від $\theta = 3,0 \dots 35$ град.

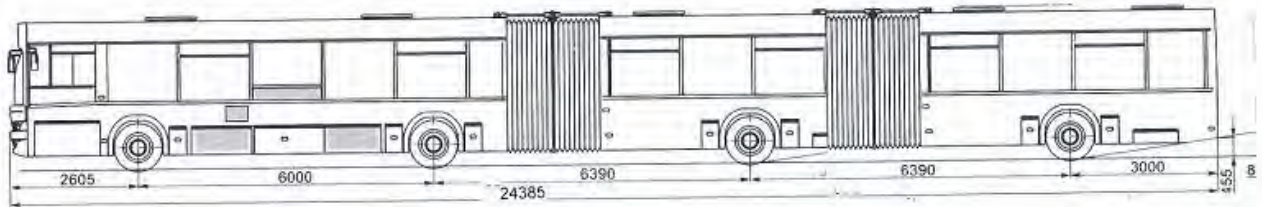


Рисунок 2.8 – Компонувальна схема метробуса

Інтегрування рівнянь руху виконано за таких вихідних даних:

$v = 5$ м/с, $a = 3,68$ м; $b = 2,32$ м; $c = 8,71$ м; $d_1 = 4,17$ м; $d_2 = 4,17$ м; $m = 18000$ кг;
 $J = 38500$ кг \times м 2 ; $m_1 = 9500$ кг; $J_1 = 31200$ кг \times м 2 ; $m_2 = 400$ кг; $J_2 = 11,2$ кг \times м 2 ;
 $m_3 = 9500$ кг; $J_3 = 31200$ кг \times м 2 ; $k_f = 0$; $k_1 = 160000$ Н/рад; $k_2 = 320000$ Н/рад;
 $k_3 = 180000$ Н/рад; $k_4 = 180000$ Н/рад; $kk_1 = 2600$ Н \cdot м, $kk_2 = 1800$ Н \cdot м; $h_1 = 30$ Н \cdot м \cdot с,
 $h_3 = 30$ Н \cdot м \cdot с; $\varphi = 0,8$; $\theta_0 = 0$; $\theta = \theta_0 + k_\theta \times n$ рад; $k_\theta = 0,05$; $n = 1, 2 \dots 10$; $\theta_3 = 0,2 \times \theta$ рад; $V = 0$, м/с 2 .

На рис. 2.9 наведені траєкторії руху характерних точок ланок метробуса (середин осей B_i) при повороті метробуса на 90° .

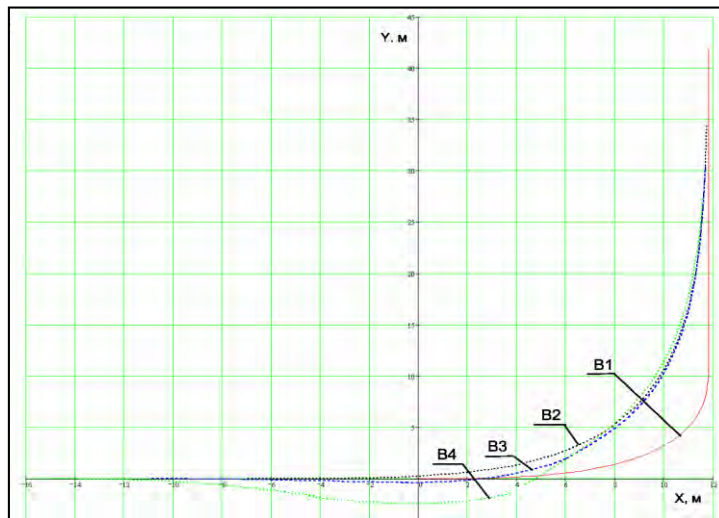


Рисунок 2.9 – Траєкторії характерних точок ланок метробуса

Розрахунками було встановлено, що зміна параметра c_2 – відстані від задньої осі автобуса до точки зчипки з першим причепом від 1000 мм до 0 призводить до зменшення радіусів повороту на круговій траєкторії останньої ланки, рис. 2.10. Також зменшується відстань між траєкторіями тягача і ланок, які йдуть за ним.

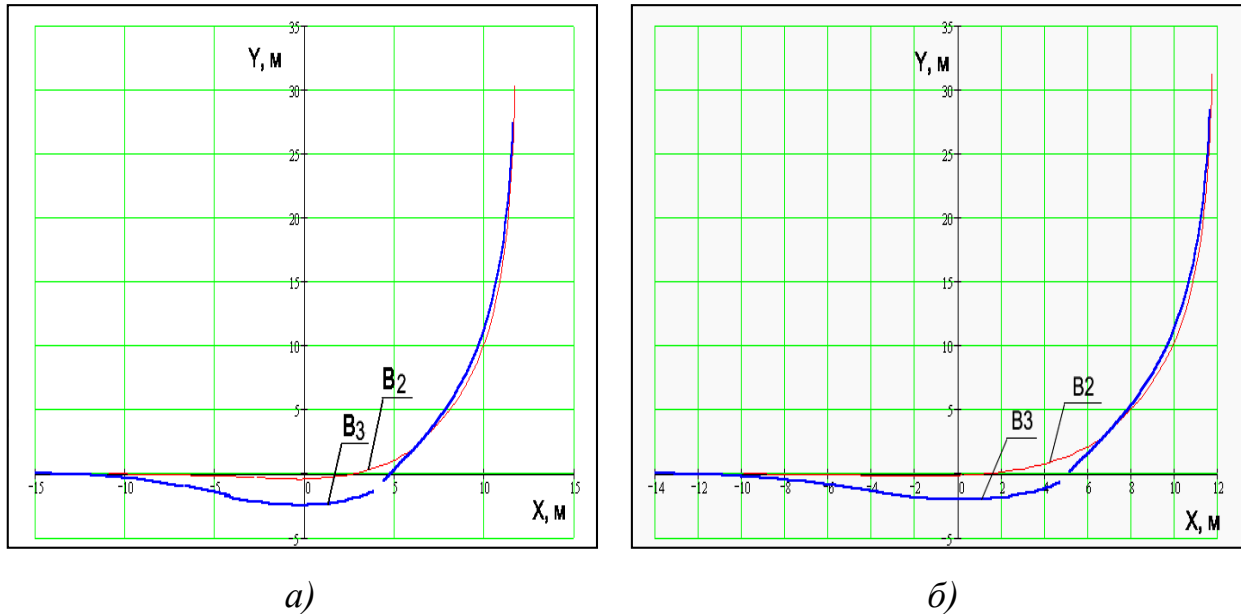


Рисунок 2.10–Траєкторії характерних точок B_2 першого та B_3 другого причепа:

а) - при $c_2 = 1$ м; б) - при $c_2 = 0$

Вплив розташування точки зчипки першого причепа з другим аналогічний впливу параметра c_2 .

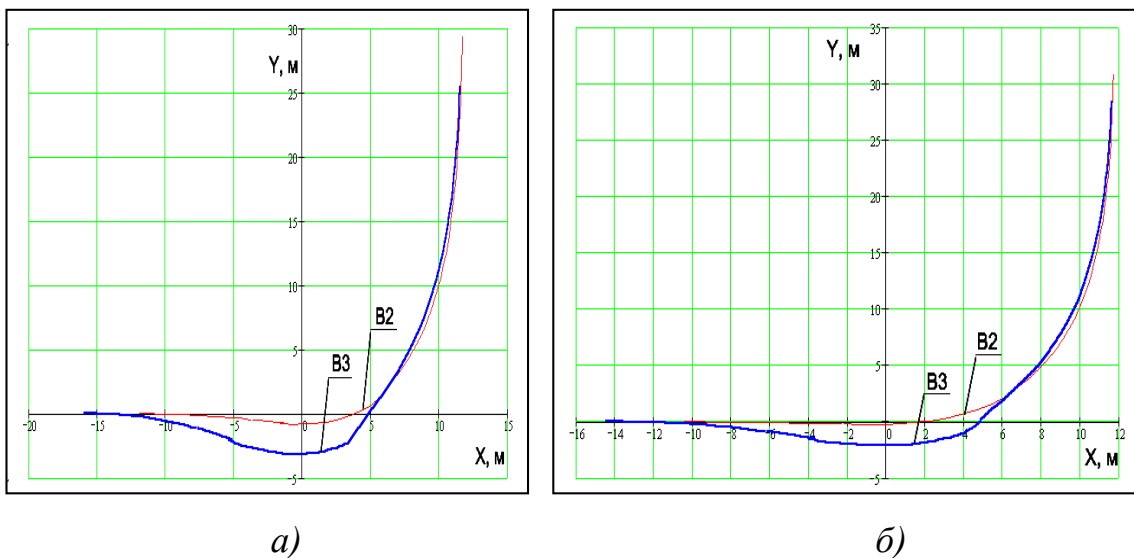


Рисунок 2.11–Траєкторії характерних точок B_2 першого та B_3 другого причепа:

а) - при $L_\delta = 2$ м; б) - при $L_\delta = 0.5$ м

Окрім повороту метробуса на 90^0 , розглядалися і інші режими повороту.

За колового руху метробуса задавалися кути повороту керованих коліс автобуса і другого причепа, а також швидкість руху автопоїзда і знаходилися траєкторії руху центра мас автобуса, рис. 2.12, за якими у подальшому будувалася габаритна смуга руху метробуса, рис. 2.13.

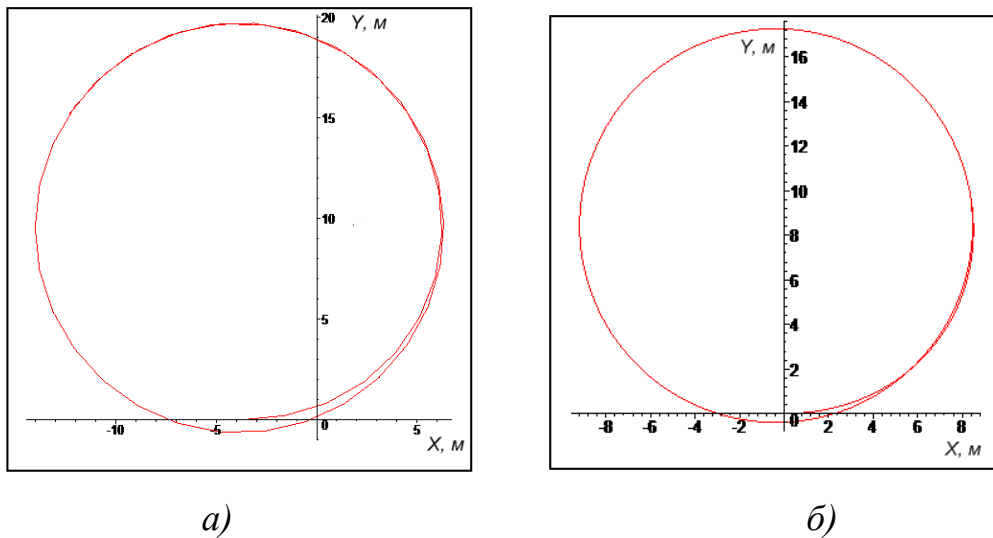


Рисунок 2.12 - Траєкторії центра мас автобуса з другим некерованим причепом (а) і другим керованим причепом (б) за швидкості 5 м/с

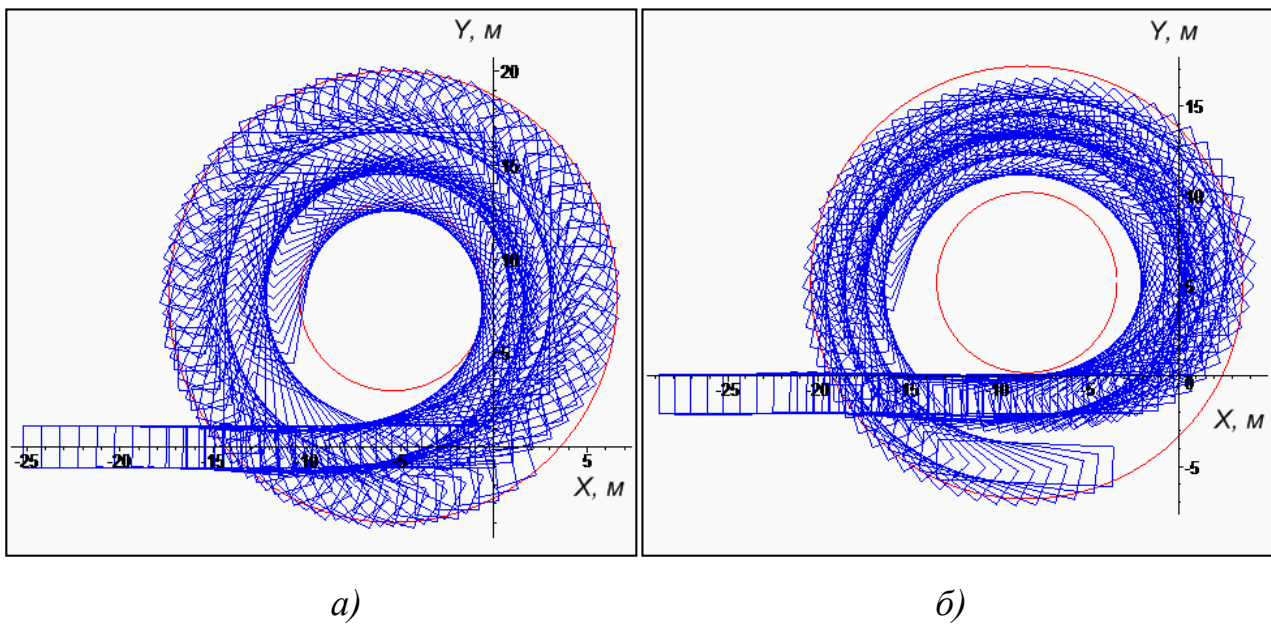


Рисунок 2.13 – Габаритна смуга руху метробуса з другим некерованим причепом (а) і другим керованим причепом (б) за швидкості 5 м/с

При виконанні таких маневрів як «переставка», ISO кут повороту керованих коліс автобуса задавався у вигляді [129]:

$$\theta_0 := \begin{cases} \frac{\pi t}{10} & -t < 0 \text{ and } t < \frac{10}{3} \\ \frac{\pi}{3} & -t < \frac{-10}{3} \text{ and } t < 7 \\ \frac{\pi}{3} - \frac{\pi(t-7)}{10} & -t < -7 \text{ and } t < \frac{41}{3} \\ -\frac{\pi}{3} & -t < \frac{-41}{3} \text{ and } t < \frac{52}{3} \\ -\frac{\pi}{3} + \frac{\pi\left(t - \frac{52}{3}\right)}{10} & -t < \frac{-52}{3} \text{ and } t < \frac{62}{3} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (2.34)$$

На рис. 2.14 – 2.16 наведені результати моделювання руху метробуса з некерованим і керованим другим причепом при виконанні ними маневру ISO. За швидкості руху 5 м/с метробус з як з некерованим, так і керованим другим причепом вписуються у нормований коридор руху. При швидкості 10 м/с уже спостерігаються коливання метробуса з керованим другим причепом, які перевищують допустимі, а при швидкості 15 м/с це явище має місце і для метробуса з некерованим другим причепом.

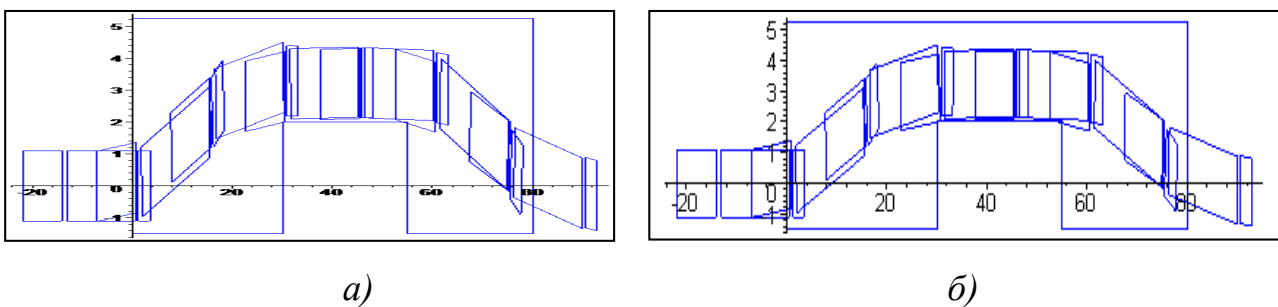


Рисунок 2.14 – Траєкторії руху ланок метробуса з некерованим другим причепом (а) і керованим другим причепом (б) при виконанні маневру ISO за швидкості руху 5 м/с

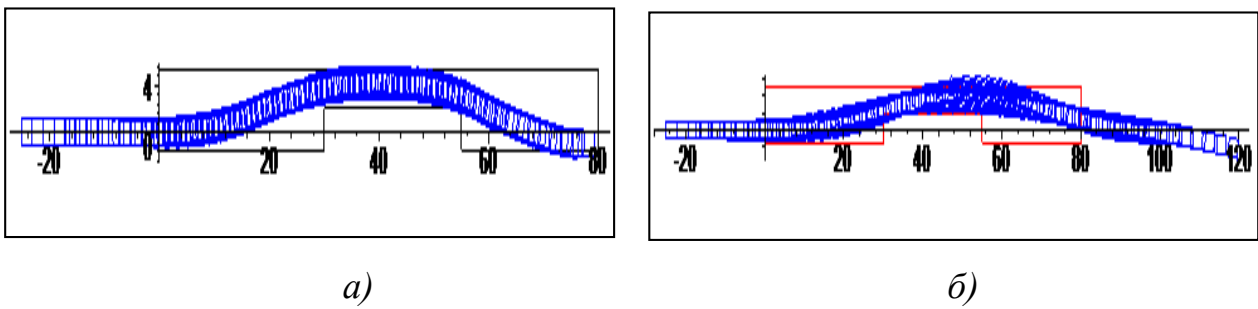


Рисунок 2.15 – Траєкторії руху ланок метробуса з некерованим другим причепом (а) і керованим другим причепом (б) при виконанні маневру ISO за швидкості руху 10 м/с

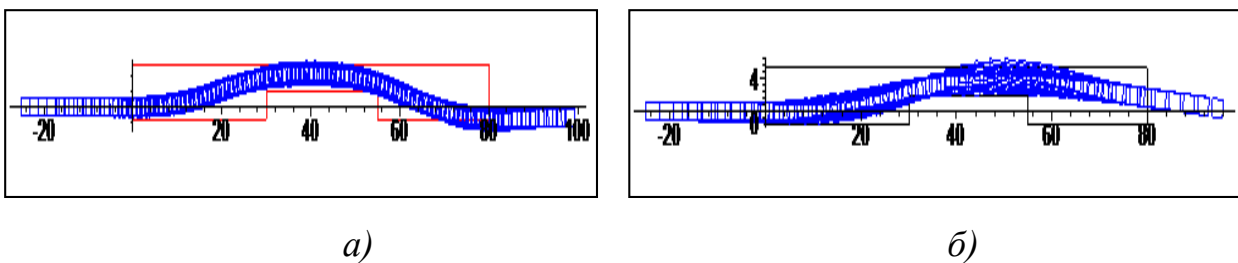


Рисунок 2.16 – Траєкторії руху ланок метробуса з некерованим другим причепом (а) і керованим другим причепом (б) при виконанні маневру ISO за швидкості руху 15 м/с

2.3 Висновки по розділу

1. Визначені показники маневреності на жорстких і еластичних у бічному напрямку колесах. Так, для метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах встановлено:

- при неграничному повороті поворот усіх елементарних кінематичних ланок здійснюється на першій стадії послідовно, причому друга ланка забігає більш інтенсивно у внутрішню сторону повороту, збільшуючи другий кут складання у порівнянні з першим. Аналогічні змінюються і швидкості обертання ланок метробуса незалежно від режиму його повороту. Співвідношення кутів γ_0 і γ_1 в кінці першої стадії повороту складає біля 0,47, у той час як співвідношення кутів γ_2 і γ_1 становить більше одиниці;

- кути складання суттєво залежать від режиму криволінійного руху

метробуса. Зі зменшенням режимного коефіцієнта повороту зменшуються і кути складання його ланок γ_1 і γ_2 при одному і тому ж значенні приведенного кута повороту γ_0 керованих коліс автобуса, так як метробус займає при цьому менш “складене” положення;

- кут складання γ_2 в початковий період повороту автопоїзда може приймати від’ємні значення. Це явище спостерігається тільки при повороті з відносно великими значеннями режимного коефіцієнта повороту K_p і пояснюється тим, що при різкому повороті автобуса точки зчеплення виходять за лінію початкового прямолінійного руху метробуса;

- при односторонньому повороті траєкторії причіпних ланок зміщуються по відношенню до траєкторії автобуса до центра повороту, збільшуючи при цьому габаритну смугу руху, причому зміщення траєкторій і габаритної смуги руху збільшуються зі збільшення бази причепів;

- нормоване значення габаритної смуги руху за реальних конструктивних параметрів триланкового метробуса з урахування усіх його можливих обмежень (бази автобуса, розташування точок зчеплення, бази причепа тощо) може забезпечити триланковий метробус з керованим другим причепом;

- наявність керованого причепа показує на досить складні залежності кутів складання від кута повороту керованих коліс автобуса, проте за обраного передаточного відношення приводу управління значно зменшується зміщення траєкторії другого причепа щодо траєкторії автобуса, що дозволить зменшити ширину смуги руху для метробуса на поворотах;

- урахування бічного відведення шин коліс метробуса зменшує габаритну смугу руху метробуса на еластичних у бічному напрямку колесах у порівнянні з метробусом на жорстких у бічному напрямку колесах. Так, габаритна смуга руху при русі коловою траєкторією автопоїзда з керованим другим причепом складає 6,58 м, а з некерованим – 6,73 м, що на 7,65 і 5,21% відповідно менше, чим для метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах.

- при виконанні маневру ISO за швидкості руху автопоїздів 5 м/с як

автопоїзд з керованим другим причепом, так і автопоїзд з некерованим другим причепом вписуються у нормований коридор руху. При швидкості 10 м/с уже спостерігаються коливання автопоїзда з керованим другим причепом, які перевищують допустимі, а при швидкості 15 м/с це явище має місце і для автопоїзда некерованим другим причепом.

Отримані залежності для показників маневреності потребують перевірки за показниками стійкості метробуса у різних режимах руху.

РОЗДІЛ 3

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ НА ПОКАЗНИКИ СТІЙКОСТІ РУХУ МЕТРОБУСА

3.1. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на критичну швидкість руху метробуса

У попередньому розділі отримана система диференціальних рівнянь руху метробуса, змінними у якій є поздовжня v , поперечна u і кутова швидкість ω автобуса, кути складання причіпних ланок φ_i та швидкості зміни цих кутів $\dot{\varphi}_i$.

Отримана система рівнянь дозволяє досліджувати поведінку триланкового метробуса як у стаціонарних, так і нестаціонарних рухах, а також визначати критичну швидкість $v_{кр}$ автопоїзда, яка має два підходи до своєї кількісної оцінки [118]: перший зв'язаний з дослідженням характеристичних рівнянь (1-й метод Ляпунова) чи функції Ляпунова (2-й метод Ляпунова), другий – з виходом параметрів руху за припустиму область. Критерій $v_{кр}$ зв'язує конструктивні й експлуатаційні параметри автопоїзда та його швидкість і дозволяє знайти її верхню межу, перевищення якої приводить до втрати стійкості руху [118].

За заданого закону зміни кута повороту керованих коліс автобуса чисельним інтегруванням отриманих рівнянь знаходять значення параметрів руху метробуса при виконанні ним різних маневрів. Однак для рішення задачі стійкості більше значення має з'ясування не параметрів руху, у тому числі і його траєкторії, а умов його існування [118].

Якщо в початковий момент часу на АТЗ подіяло збурення, то початкові умови зміняться. Зміниться і форма руху, що на відміну від первісної, незбуреної, стане збуреною. Порівнявши знову отримані системи із системами рівнянь незбуреного руху, були виділені системи рівнянь збурень. Отримані рівняння є диференціальними рівняннями збуреного руху. Вони мають той же

вид, що і незбуреного, але замість змінних v стоять їх збурення, а ліві частини всіх рівнянь дорівнюють нулю [118].

Аналітичні вирази для змінних $U(\theta_1), \omega(\theta_1), \varphi_i(\theta_1)$, що відповідають усталеним рухам ($\dot{U} = 0, \dot{\omega} = 0, \dot{\varphi}_i = 0, \ddot{\varphi}_i = 0$ ($i=1,4$)), можна отримати із системи рівнянь стаціонарних рухів триланкового метробуса з п'ятьма кінематично незалежними елементами на коловій траєкторії досить великого радіуса (2.32) за умови, що $v = \text{const}$ [128]:

$$\left\{ \begin{array}{l} (m + m_1 + m_2 + m_3 + m_4)\omega V = Y_1 + \sum_{i=1}^2 Y_{1i} + \sum_{j=1}^3 Y_{2j} + \sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho}; \\ -c(m_1 + m_2 + m_3 + m_4)\omega V = aY_1 - b_{1i} \sum_{i=1}^2 Y_{1i} - c(\sum_{j=1}^3 Y_{2j} + \sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho}) + M_1; \\ [m_1 d_1 + m_2 l_1 + (m_3 + m_4)l_2] = l_1 \sum_{i=1}^2 Y_{2j} + l_2 \sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho} + M_{01} + M_1 - M_2; \\ m_2 d_2 \omega V = \sum_{j=1}^3 Y_{2j} (d_2 + b_{2j}) + M_2; \\ (m_3 d_3 + m_4 l_3) \omega V = l_3 \sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho} + M_3 - M_2; \\ m_4 d_4 \omega V = \sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho} (d_4 + b_{4\rho}) + M_3 \end{array} \right. \quad (3.1)$$

У системі рівнянь (3.1) прийняті такі позначення: $a, b_{1i}, d_i, b_{2j}, l_i, b_{4\rho}$ - геометричні параметри автопоїзда; i, j, ρ - відповідно кількість некерованих осей автобуса, осей першого і другого причепа; 1, 2, 4 - індекси, що відносять до некерованих осей автобуса, відповідно першого і другого причепа.

Розв'язати систему рівнянь (3.1) у загальному вигляді і проаналізувати залежності величин бічної і кутової швидкості автобуса u і ω та кутів складання метробуса φ_i від його конструктивних параметрів неможливо із-за складності розкриття визначника шостого порядку і громіздкості самих виразів. Тому для обчислення визначників системи (3.1) необхідно залучити числові методи, наприклад, програмне забезпечення Maple 14. Тоді змінні,

що отримані за допомогою програмного забезпечення Maple 14, дозволять визначити вплив різноманітних конструктивних і експлуатаційних чинників на показники стійкості руху метробуса.

За лінійності сил бічного відведення Y_{ij} у функції кута відведення δ_{ij} отримаємо [128]:

$$Y_{ij} = k_{ij}\delta_{ij}; \quad \delta_1 = \theta_1 - \frac{U + a\omega}{V}; \quad \delta_{1i} = -\frac{U}{V} + \frac{\omega}{V}b_{1i} \quad (i=1,2)$$

$$\delta_{2j} = -\frac{U}{V} + \frac{\omega}{V}(c + l_1 + d_2 + b_{2j}) - \varphi_1 - \varphi_2 \quad (j=1,3)$$

$$\delta_{4\rho} = -\theta_2 - \frac{U}{V} + \frac{\omega}{V}(c + l_2 + l + d_4 + b_{4\rho}) - \varphi_1 - \varphi_3 - \varphi_4 \quad (\rho=1,3), \quad (3.2)$$

де θ_1, θ_2 – кути повороту керуючого колісного модуля автобуса, керованої осі другого причепа.

З урахуванням виразів, що визначають бічні сили і кути відведення осей метробуса, розв'язками системи рівнянь (3.1) будуть значення змінних, що відповідають стаціонарним режимам, а саме:

$$U = \frac{\Delta_U}{\Delta}; \quad \omega = \frac{\Delta_\omega}{\Delta}; \quad \varphi_1 = \frac{\Delta_{\varphi_1}}{\Delta}; \quad \varphi_2 = \frac{\Delta_{\varphi_2}}{\Delta}; \quad (3.3)$$

де Δ - головний визначник системи, $\Delta_U, \Delta_\omega, \Delta_{\varphi_1}, \Delta_{\varphi_2}$ – визначники системи для знаходження відповідних змінних.

Корені характеристичних рівнянь можна визначити чисельними методами. Зауважимо при цьому, що опис руху автопоїзда, що реально є нелінійним об'єктом, лінійними рівняннями є заміною однієї задачі іншою, з яким перша може не мати нічого спільного (через неврахування нелінійності відведення і членів вище першого порядку рівнянь руху) [15].

Звідси виникає наступна задача: установити необхідні і достатні умови стійкості за першим наближенням. Відповідно до теореми Ляпунова про стійкість сталого руху за першим наближенням [129], якщо всі корені характеристичного рівняння системи першого наближення рівнянь збуреного руху мають від'ємні дійсні частини, то незбурений рух є стійким і притому асимптотично стійким, якими б не були члени вищих порядків у диференціальних рівняннях збуреного руху.

Умови, за яких усі корені мають від'ємні дійсні частини, визначаються критерієм Ляпунова-Шипара [129]: для того щоб характеристичне рівняння мало всі корені з від'ємними дійсними частинами, необхідно і достатньо, щоб:

1) усі коефіцієнти характеристичного рівняння були позитивні;

2) були позитивними головні діагональні мінори матриці Гурвіца, що складені для даного характеристичного рівняння. Ці умови виконуються у разі додатності знаменника ω (3.3), тобто додатності знаменника головного визначника системи, що має вигляд [129]

$$V < V_{kp} = \beta / (-\alpha) \quad (3.4)$$

Якщо представити головний визначник у вигляді суми двох визначників [129], то отримаємо:

$$\|a_{ij}\|_1^6 = V^2 \times \|\beta_{ij}\|_1^6 + \|\alpha_{ij}\|_1^6, \quad (3.5)$$

де $\beta_{ij} = \alpha_{ij} = a_{ij}$ ($i = \bar{1}, \bar{6}; j = 1, 3, 4, 5, 6$).

Якщо $j=2$, то

$$\beta_{12} = m + m_1 + m_2 + m_3 + m_4; \quad \beta_{22} = -c(m_1 + m_2 + m_3 + m_4);$$

$$\beta_{42} = m_2 d_2; \quad \beta_{52} = m_3 d_4 + m_4 l_3; \quad \beta_{62} = m_4 d_4;$$

$$\alpha_{12} = k_1 a - \sum_{i=1}^2 k_{1i} b_{1i} - \sum_{j=1}^3 k_{2j} (c + l_1 + d_2 + b_{2j}) - \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho} (c + l_2 + l_3 + d_4 + b_{4\rho});$$

$$\alpha_{22} = k_1 a^2 + \sum_{i=1}^2 k_{1i} b_{1i}^2 + c \sum_{j=1}^3 k_{2j} (c + l_1 + d_2 + b_{2j}) + c \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho} (c + l_2 + l_3 + d_4 + b_{4\rho});$$

$$\alpha_{32} = l_1 \sum_{j=1}^3 k_{2j} (c + l_1 + d_2 + b_{2j}) + l_2 \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho} (c + l_2 + l_3 + d_4 + b_{4\rho});$$

$$\alpha_{42} = \sum_{j=1}^3 k_{2j} (d_2 + b_{2j}) (c + l_1 + d_2 + b_{2j});$$

$$\alpha_{52} = l_3 \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho} (c + l_2 + l_3 + d_4 + b_{4\rho});$$

$$\alpha_{62} = - \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho} (d_4 + b_{4\rho}) (c + l_2 + l_3 + d_4 + b_{4\rho}).$$

Для визначення коефіцієнтів α і β розглянемо стовпчик a_{i2} ($i = \bar{1}, \bar{5}$) у табл. 3.1, в якому знаходяться коефіцієнти при кутовій швидкості ω . Кожний із них складається із двох доданків: в одному із них швидкість знаходиться у чисельнику, у другому – в знаменнику.

За умови, що головний визначник системи представлений у вигляді суми двох визначників (3.5), то α і β у (3.4) будуть визначатися як

$$\beta = \left\| \beta_{ij} \right\|_1^6; \quad \alpha = \left\| \alpha_{ij} \right\|_1^6. \quad (3.6)$$

Розв'язок рівняння (3.4) здійснено за допомогою програмного забезпечення Maple 14.

У табл. 3.2 наведені значення коренів характеристичного рівняння для метробуса з керованим причепом за різних швидкостей руху, з яких слідує, що до швидкості 29 м/с усі дійсні власні значення коренів характеристичного рівняння є від'ємними, тобто такий режим руху є стійким.

Таблиця 3.1 - Коефіцієнти системи рівнянь рівноваги, що розв'язані відносно змінних

Коефіцієнти лівої частини рівнянь рівноваги		Праві частини					
		φ^1	φ^2	φ^3	φ^4	φ^5	φ^6
U/V	V	φ^1	φ^2	φ^3	φ^4	φ^5	φ^6
$k_1 + \sum_{j=1}^2 k_{1j} + \sum_{j=1}^3 k_{2j} + \sum_{p=1}^3 k_{4p}$	$m + \sum_{s=1}^4 m_s$	$\sum_{j=1}^3 k_{2j} + \sum_{p=1}^3 k_{4p}$	$\sum_{j=1}^3 k_{2j}$	$\sum_{p=1}^3 k_{4p}$	$\sum_{j=1}^3 k_{2j} + \sum_{p=1}^3 k_{4p}$	$\sum_{p=1}^3 k_{4p}$	$k_1 \theta_1 - \sum_{j=1}^3 k_{2j} \theta_{2j} - \sum_{p=1}^3 k_{4p} \theta_{4p}$
$k_1 + \sum_{j=1}^2 k_{1j} + \sum_{j=1}^3 k_{2j} + \sum_{p=1}^3 k_{4p}$	$m + \sum_{s=1}^4 m_s$	$q_1 + c(\sum_{j=1}^3 k_{2j} + \sum_{p=1}^3 k_{4p})$	$-\sum_{j=1}^3 k_{2j}$	$-\sum_{p=1}^3 k_{4p}$	$q_1 + c(\sum_{j=1}^3 k_{2j} + \sum_{p=1}^3 k_{4p}) + \sum_{p=1}^3 k_{4p}$	$-\sum_{p=1}^3 k_{4p}$	$c(\sum_{j=1}^3 k_{2j} \theta_{2j} + \sum_{p=1}^3 k_{4p} \theta_{4p}) + ak_1 \theta_1$
$l_1 \sum_{j=1}^3 k_{2j} + l_2 \sum_{p=1}^3 k_{4p}$	$m_1 d_1 + m_2 l_1 + (m_3 + m_4) l_2$	$l_1 \sum_{j=1}^3 k_{2j} - q_1 + \sum_{p=1}^3 k_{4p}$	$l_1 \sum_{j=1}^3 k_{2j} + k_2$	$l_2 \sum_{p=1}^3 k_{4p} + q_3$	$l_1 \sum_{j=1}^3 k_{2j} - q_1 + \sum_{p=1}^3 k_{4p}$	$l_2 \sum_{p=1}^3 k_{4p}$	$-l_1 \sum_{j=1}^3 k_{2j} \theta_{2j} - l_2 \sum_{p=1}^3 k_{4p} \theta_{4p}$
$\sum_{j=1}^3 k_{2j} l_{2j}$	$m_2 d_2$	$\sum_{j=1}^3 k_{2j} l_{2j}$	$\sum_{j=1}^3 k_{2j} l_{2j} - q_2$	—	$\sum_{j=1}^3 k_{2j} l_{2j}$	—	$-\sum_{j=1}^3 k_{2j} \theta_{2j} l_{2j}$
$\sum_{p=1}^3 k_{4p}$	$m_3 d_3 + m_4 l_3$	$l_3 \sum_{p=1}^3 k_{4p}$	$l_3 \sum_{p=1}^3 k_{4p} - q_3$	$l_3 \sum_{p=1}^3 k_{4p} - q_2$	$l_3 \sum_{p=1}^3 k_{4p}$	$l_3 \sum_{p=1}^3 k_{4p} - q_3$	$-\sum_{p=1}^3 k_{4p} \theta_{4p}$
$\sum_{p=1}^3 k_{4p} l_{4p}$	$m_4 d_4$	$\sum_{p=1}^3 k_{4p} l_{4p}$	—	$l_3 \sum_{p=1}^3 k_{4p} + q_4$	$\sum_{p=1}^3 k_{4p} l_{4p}$	$l_4 \sum_{p=1}^3 k_{4p} + q_4$	$-\sum_{p=1}^3 k_{4p} \theta_{4p} l_{4p}$

При збільшенні швидкості руху такого автопоїзда понад 29 м/с (до швидкості 29,2 м/с) один із коренів характеристичного рівняння став додатнім, тобто за цієї швидкості метробус з керованим причепом може втратити стійкість, тобто цю швидкість можна вважати критичною.

Таблиця 3.2 - Корені характеристичного рівняння за прямолінійного руху метробуса

Швидкість метробуса, м/с	Корені характеристичного рівняння
$V=26$	(СТІЙКІСТЬ) eigv := -2.686460168, -1.268117817-14.34645371*I, -1.268117817+ 14.34645371*I, -1.005517938-2.983479187*I, -1.005517938+2.983479187*I, -.9390733931, -.2458806047-1.350496991*I, -.2458806047+1.350496991*I, -.3005773731e-1-1.940164618*I, -.3005773731e-1+1.940164618*I;
$V=28$	(СТІЙКІСТЬ) eigv := -6.121984331, -1.293558305-14.36178950*I, -1.293558305+ 14.36178950*I, -1.164934383-2.540896715*I, -1.164934383+2.540896715*I, -.5178969997, -.4966233306-1.727933078*I, -.4966233306+1.727933078*I, -.1116096354-2.653039343*I, -.1116096354+2.653039343*I;
$V=29$	(СТІЙКІСТЬ-МЕЖА) eigv := -5.304326860, -1.281831931-14.37152400*I, -1.281831931 +14.37152400*I, -1.057259480-2.576034635*I, -1.057259480+2.576034635*I, -.4138688498-1.749605025*I, -.4138688498+1.749605025*I, -.2285814343, -.08709721622e-2-2.666456615*I, -.08709721622e-2+2.666456615*I;
$V=29.2$	(НЕСТІЙКІСТЬ) eigv := -4.996902660, -1.276890305-14.37480841*I, -1.276890305 +14.37480841*I, -1.015873238-2.588308373*I, -1.015873238+2.588308373*I, -.3820398529-1.756830930*I, -.3820398529+1.756830930*I, -.1112257311, .3095200122e-1-2.670567461*I, .3095200122e-1+2.670567461*I;

Для розгляду показників стійкості метробуса у загальному випадку руху необхідно інтегрування системи рівнянь (2.32). Таке інтегрування було виконано за допомогою програмного забезпечення Mathcad 2014.

На рис.3.2-3.6, як приклад, подані результати розрахунків стабілізуючого моменту шин керуючого колісного модуля (ККМ) автобуса та момента сил пружності деталей його рульового приводу; кутів повороту керованих коліс автобуса і передньої осі другого причепа; кутів відведення коліс усіх осей та

складання метробуса, бічних сил на колесах ККМ та передній керованій осі другого причепа; залежності кутової швидкості автобуса і повороту передньої осі другого причепа, а також бічної швидкості центра мас автобуса у часі перехідного процесу. Всі розрахунки виконані за швидкості 10 і 15 м/с і початковому збуренні $\omega = 0,05 \text{ c}^{-1}$.

Перший кут складання у разі лінійної моделі метробуса в 2,1...2,3 рази більше кута повороту керованих коліс автобуса, у той час як другий кут складання для метробуса з керованим другим причепом не перевищує 1,47...1,61. Зміна першого кута складання для метробуса відбувається за аперіодичним законом, чим підтверджується стійкість його руху. При швидкості 12,0 м/с маємо стійкий рух метробуса з керованими колесами другого причепа, незважаючи на коливальний характер усіх параметрів. Але стійкий рух автопоїзда з керованими колесами другого причепа спостерігається тільки до швидкості 15 м/с. Перевищення цієї швидкості призводить до нестійкого руху метробуса, рис. 3.4-3.5.

Якісно такі ж результати були отримані при інтегруванні рівнянь руху і використанні нелінійних залежностей бічних реакцій на колесах осей метробуса від кутів відведення. При невеликих швидкостях руху ($v=5 \text{ м/с}$) і малих початкових збуреннях $d\theta/dt = \omega_e = 0,01 \text{ c}^{-1}$ бічна і кутова швидкості автобуса незначно відрізняються від їхніх значень, отриманих при лінійній постановці задачі.

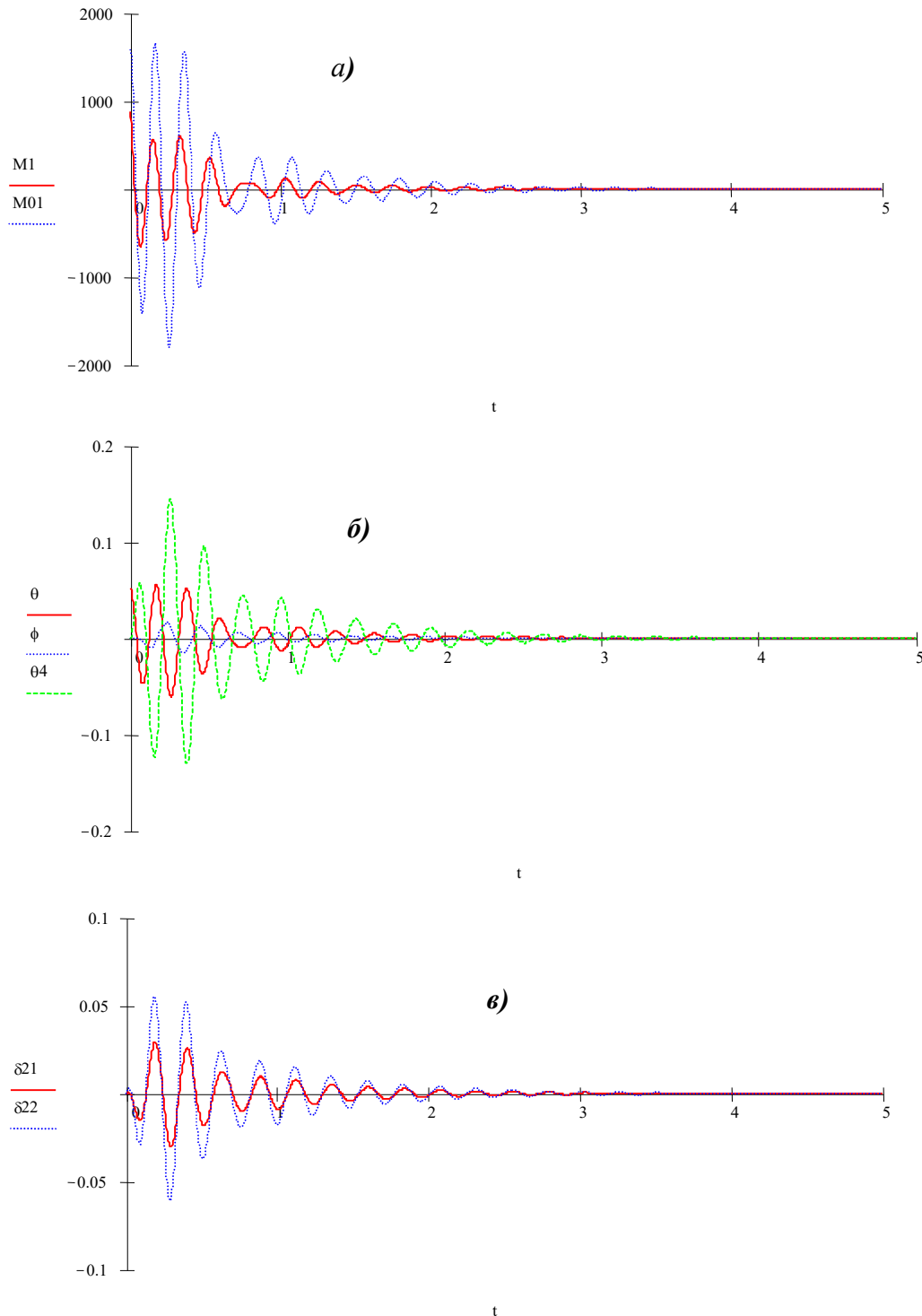


Рисунок 3.2– Залежність стабілізуючого моменту шин ККМ M_{01} і моменту сил пружності деталей рульового приводу M_1 (**a**), кутів повороту керованих коліс тягача θ , передньої осі другого причепа θ_4 , першого кута складання ϕ (**б**), кутів відведення середньої і задньої осі автобуса δ_{21} і δ_{22} від часу перехідного процесу (**в**) за швидкості 10 м/с

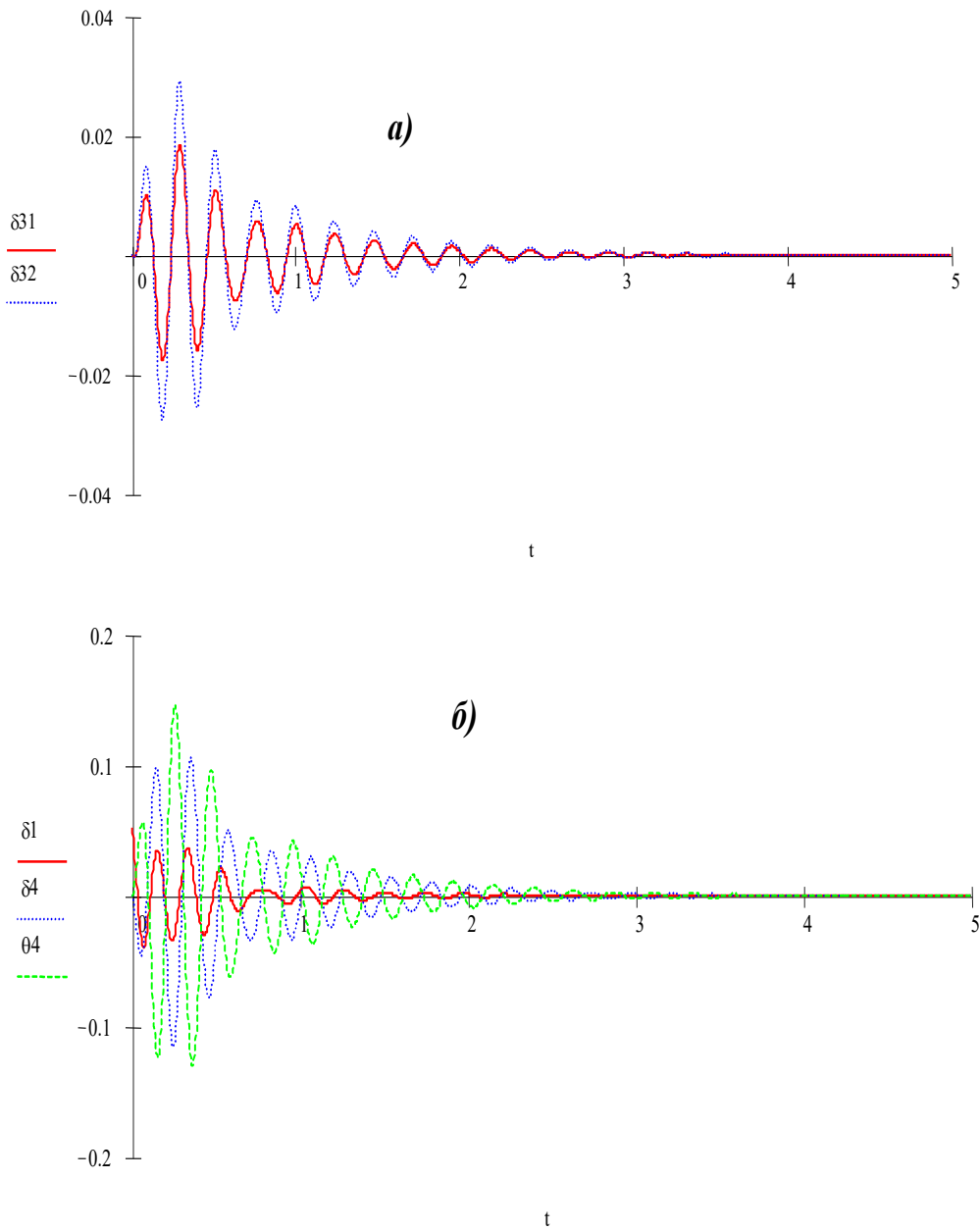


Рисунок 3.3 – Залежність кутів відведення передньої і задньої осі першого причепа δ_{31} і δ_{32} (а), коліс керованої осі автобуса δ_1 і передньої осі другого причепа δ_{41} (б) у часі перехідного процесу за швидкості 10 м/с

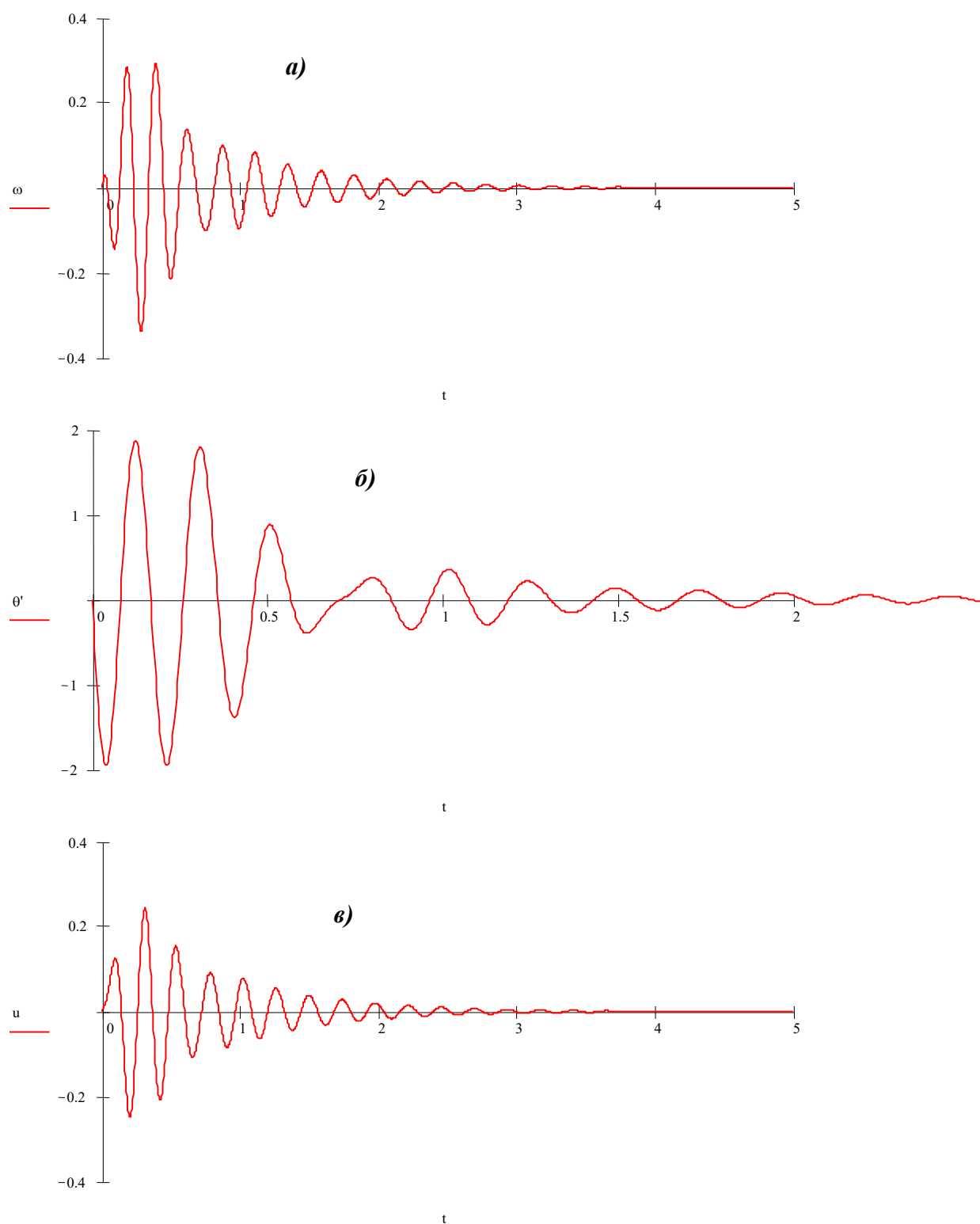


Рисунок 3.4 – Зміна кутової швидкості автобуса (*a*), кута повороту його керованих коліс (*б*) і бічної швидкості центра мас (*в*) у часі перехідного процесу за швидкості 10 м/с

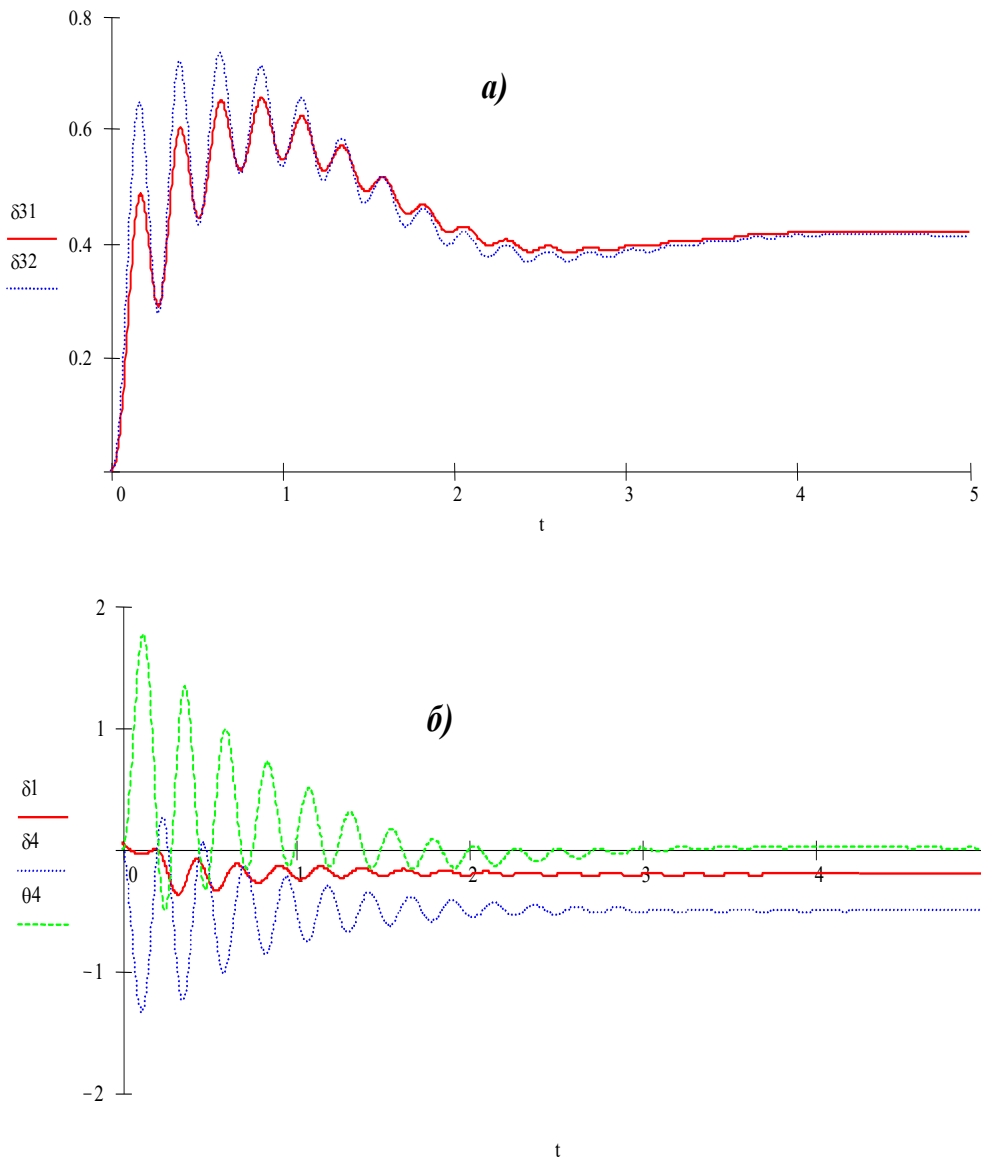


Рисунок 3.5 – Залежність кутів відведення передньої і задньої осі першого причепа δ_{31} і δ_{32} (а), коліс керованої осі автобуса δ_1 і передньої осі другого причепа δ_{41} (б) у часі перехідного процесу за швидкості 15 м/с

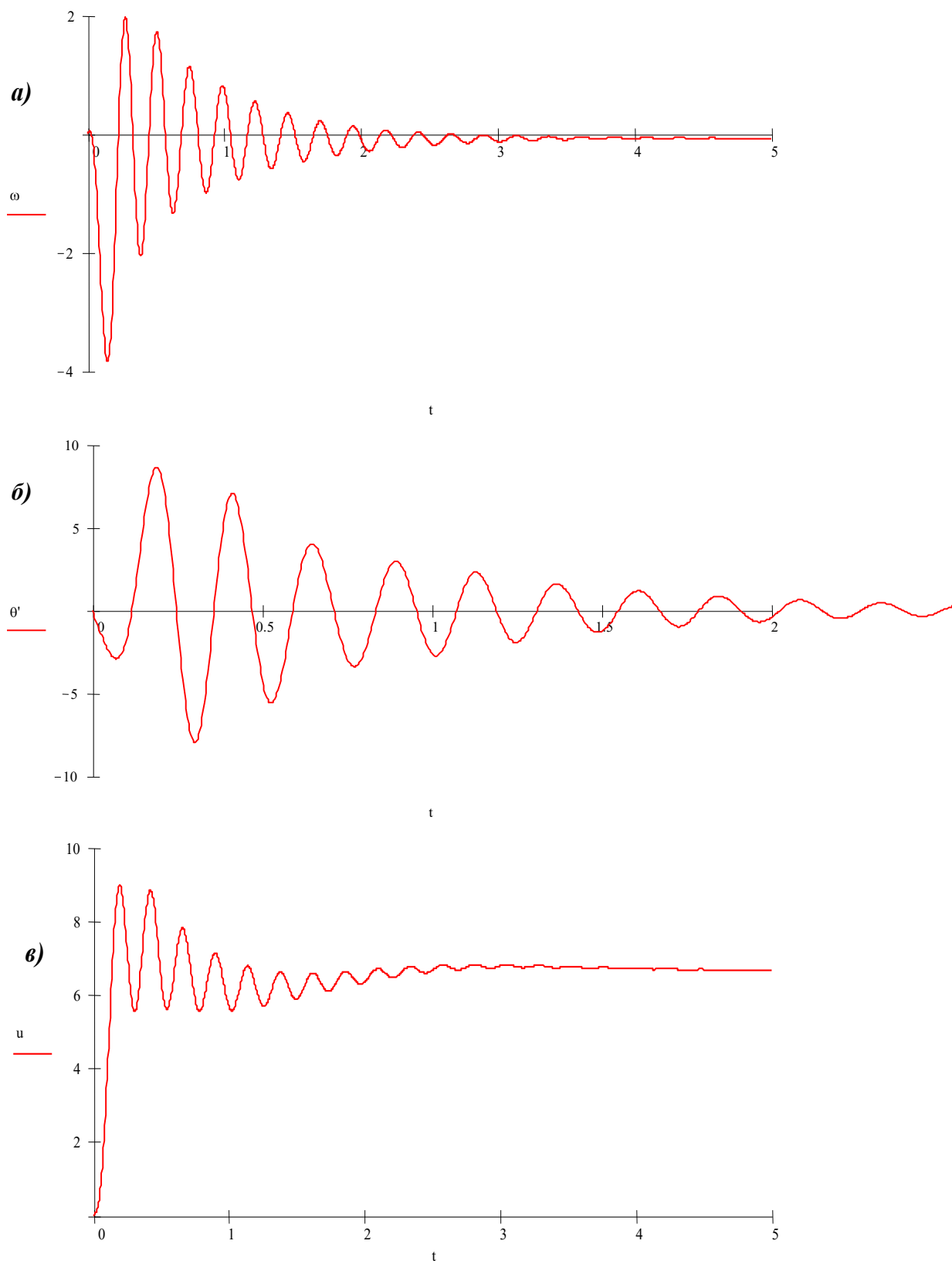


Рисунок 3.6 – Зміна кутової швидкості автобуса (**a**), кута повороту його керованих коліс (**б**) і бічної швидкості центра мас автобуса (**в**) за швидкості 15 м/с

Проте зі збільшенням швидкості руху до 15 м/с, початкових збурень до $d\theta/dt = \omega_e = 0,1 \text{ c}^{-1}$ аперіодичний характер зміни перемінних φ , u , ω перетворюється в коливальний, що обумовлює його нестійкий рух. Крім того, було встановлено, що для першого причепа з некерованими осями навіть при швидкості 1 м/с (коли поперечні складові сили інерції близькі до нуля) кути відведення всіх його коліс відмінні від нуля. При цьому, якщо швидкість руху не перевищує 15 м/с, кути відведення коліс передньої осі мають знак, протилежний знаку кута відведення коліс задньої осі. Для другого причепа зі збільшенням кута повороту коліс передньої осі навіть при швидкості 1 м/с кути відведення коліс усіх осей зростають.

На рис. 3.7 наведені результати розрахунків критичної швидкості руху метробуса в залежності від названих параметрів.

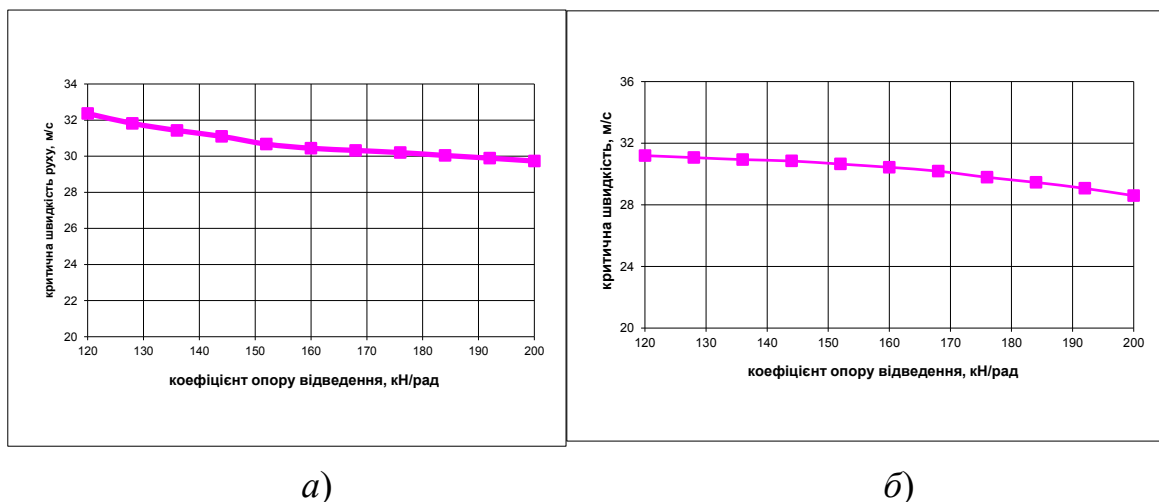


Рисунок 3.7 – Залежність критичної швидкості метробуса від коефіцієнта опору відведення коліс керованої осі автобуса (а) і причепа (б)

Аналіз наведених залежностей показує, що на підвищення критичної швидкості руху метробуса позитивно позначається зменшення коефіцієнта опору відведенню коліс керованих осей автобуса і другого причепа (наприклад, зменшення тиску повітря в шинах коліс цих осей). Аналогічно до збільшення критичної швидкості руху призводить і підвищення коефіцієнта опору відведення коліс некерованих осей причепів, зменшення відстані між центром мас автобуса і точкою його зчипки з першим причепом, рис.3.8.

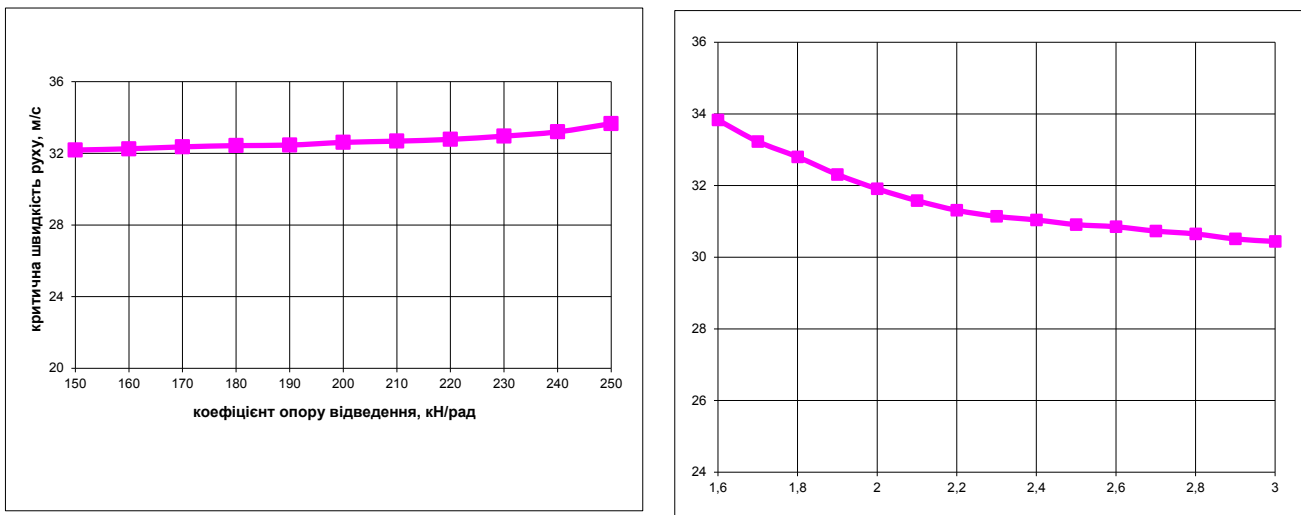


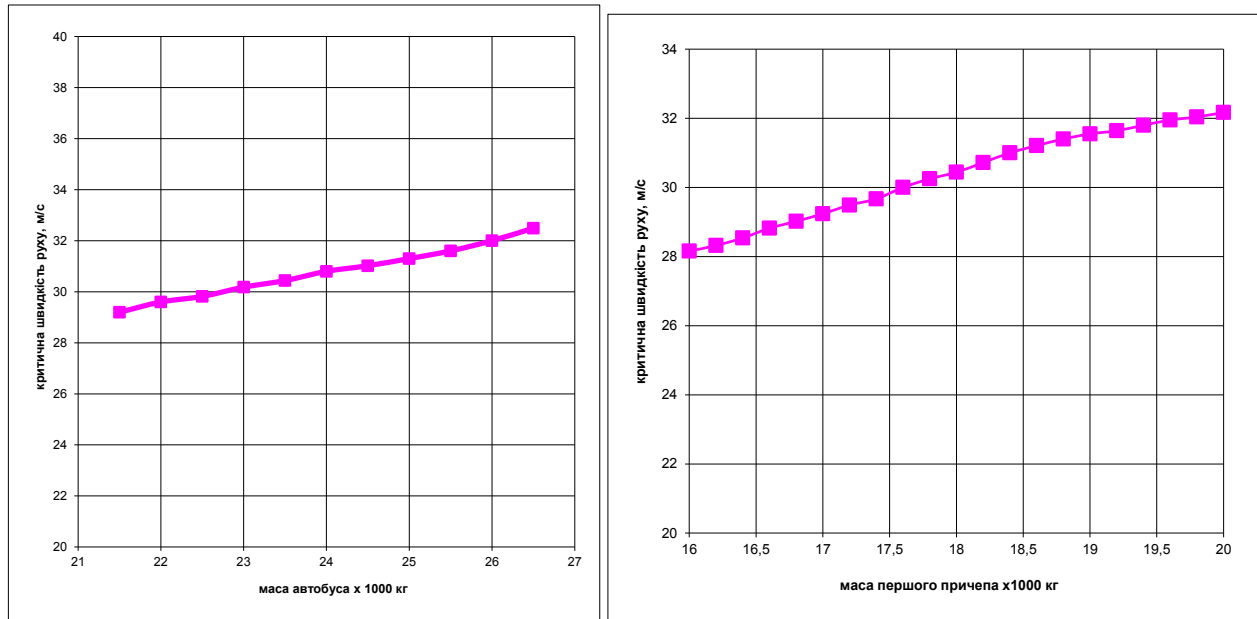
Рисунок 3.8 - Залежність критичної швидкості автопоїзда від коефіцієнта опору відведення коліс некерованих осей причепів (а) і від відстані між центром автобуса і точкою зчипки з першим причепом (б)

На рис. 3.9 наведені залежності критичної швидкості метробуса від масових параметрів автобуса і причіпних ланок. Аналіз наведених залежностей показує, що збільшення маси автобуса, рис. 3.9 а, першого причепа, рис. 3.9 б, при незмінній загальній масі метробуса призводить до збільшення його критичної швидкості руху, у той час як збільшення маси другого причепа, рис. 3.9 в, призводить до її зменшення.

Дослідимо вплив розташування центрів мас причепів і їх моментів інерції на критичну швидкість руху метробуса. Будемо вважати, що точка зчипки автобуса з першим причепом рухається з постійною швидкістю уздовж заданої осьової лінії. Точка зчипки

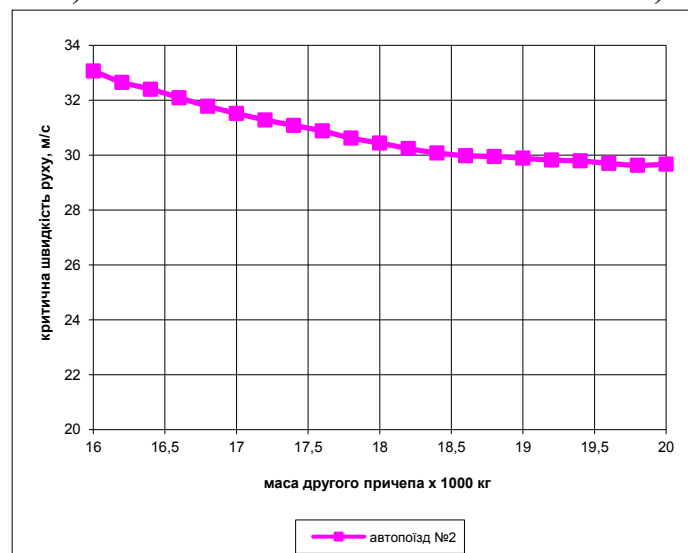
другого причепа знаходиться над посередині між осями першого і другого причепа, а масово-геометричні параметри обох причепів збігаються між собою, це ж стосується і коефіцієнтів опору відведення коліс усіх осей причепів. За таких вихідних даних система має два ступені волі: кути складання φ_1 і φ_3 .

Позначимо далі $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_3$ - перші і другі похідні кутів складання; m_1, m_3, J_1, J_3 - маси і центральні моменти інерції щодо вертикальної осі першого та другого причепів; d_i, b_i, c_i, L_i - геометричні параметри системи (див. розділ 2.2).



а)

б)



в)

Рисунок 3.9 – Залежність критичної швидкості руху метробуса від маси автобуса (а), маси першого причепа (б) і маси другого причепа (в)

Рівняння руху метробуса у цьому випадку мають вигляд [136]

$$L_1 Y_3 - (d_1 + c_1) \cos \varphi_3 Y_4 + (\dot{\omega}_3 + \dot{\omega}_1) d_2 (d_1 + c_1) m_3 \cos \varphi_3 + (d_1 + c_1) \times \\ \times [-(\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_3)^2 d_2 m_3 + X_4] \sin \varphi_3 + \dot{\omega}_1 [(d_1^2 m_1 + I_1 + (d_1 + c_1)^2 m_3)] = 0;$$

$$L_2 Y_4 + \dot{\omega}_1 d_2 m_3 (d_1 + c_1) \cos \varphi_3 + \dot{\varphi}_1^2 d_2 m_3 (d_1 + c_1) \sin \varphi_3 + (\dot{\omega}_3 + \dot{\omega}_1) I_3 + \\ + (\dot{\omega}_3 + \dot{\omega}_1) d_2^2 m_3 = 0 \quad (3.7)$$

де X_i – поздовжні сили на осях причепів (будемо припускати, що $X_i=0$);
 Y_i – сили опору відведення коліс осей причепів

$$Y_i = \frac{k_i \delta_i}{\sqrt{1 + (k_i \delta_i)^2 / (\kappa_i Z_i)^2}}.$$

Кути відведення осей і проекції вектора швидкості центру мас причепів на поперечну і подовжню осі відповідної ланки записуються у вигляді:

$$\begin{aligned} \delta_3 &= \arctg \frac{-u_1 - b_1 \dot{\varphi}}{v_1} \\ \delta_4 &= \arctg \frac{-u_2 - b_2(\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)}{v_2} \\ u_1 &= v \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1 d_1 \\ v_1 &= v \cos \varphi_1 \end{aligned} \quad (3.8)$$

$$u_4 = v \cos \varphi_1 \sin \varphi_3 + (v \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1 d_1 + c_1 \dot{\varphi}_3) \cos \varphi_3 - (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_1) d_2;$$

$$v_4 = v \cos \varphi_1 \cos \varphi_3 - (v \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1 d_1 + c_1 \dot{\varphi}_3) \sin \varphi_3;$$

$$L_1 = b_1 + d_1;$$

$$L_2 = b_2 + d_2.$$

Із критерію Рауса-Гурвіца для системи диференціальних рівнянь руху автопоїзда випливає, що критична швидкість системи визначається таким виразом (у моделі покладено $c_1 = b_i$; $b_i = \beta d_i$; $J_i = \alpha m_i b_i d_i$) [130]:

$$\begin{aligned} v_{кр}^2 &= 2(2\beta^8 \alpha + 14\beta^7 \alpha + 3\beta^7 + 19\beta^6 + 43\beta^6 \alpha + 52\beta^5 + 75\beta^5 \alpha + 80\beta^4 + 80\alpha\beta^4 + \rightarrow \\ &+ \frac{75\beta^3 + 52\alpha\beta^3 + 19\alpha\beta^2 + 43\beta^2 + 3\alpha\beta + 14\beta + 2)d_2 k_4}{[(-5\beta^3 + 4\alpha\beta^3 - 14\beta^2 + 12\alpha\beta^2 - 12\beta + 10\alpha\beta + \alpha^2 \beta - 4 + 4\alpha)m_2 \beta]} \end{aligned} \quad (3.9)$$

де параметр β визначає положення центра мас причепа, а параметр α - його момент інерції.

Критична швидкість існує тоді і тільки тоді, коли знаменник виразу (3.9) є додатній. Досліджуючи знаменник рівняння (3.9), отримуємо умову виникнення коливальної нестійкості - параметр α , який не повинен перевищувати деяке граничне значення [130]

$$\alpha < \frac{-4\beta^3 - 10\beta - 12\beta^2 - 4 + 2\sqrt{4\beta^6 + 24\beta^5 + 61\beta^4 + 82\beta^3 + 61\beta^2 + 24\beta + 4}}{2\beta} \quad (3.10)$$

Граничне значення параметра α визначається лише положенням центрів мас причепів. За обраних вихідних даних для метробуса цей поріг «практично» не може перевищити значення «1.2».

Розглянемо деяку послідовність значень параметра $\alpha=1.4; 1.6; 1.8$, за яких гарантовано виникає коливальна нестійкість. Відповідне їм значення критичної швидкості визначається за виразом [130]:

$$v_{кр}^2 = \frac{g_\alpha(\beta)k_4d_2}{m_2} \quad (3.11)$$

Розглянемо, наприклад, випадок $\alpha=1.6$. При $\beta=1$ значення $g_\alpha(1) \cong 100$, отже, за такого набору параметрів $m=9500; J=31200; k=180000, d=4,2$ м значення критичної швидкості складе близько 36 м/с.

Приведемо результати чисельного моделювання поведінки метробуса з двома ідентичними причепами при закритичній швидкості руху. Для обраного набору параметрів вона пов'язана з народженням стійкого граничного циклу при закритичній швидкості руху (рис. 3.10 а, б, в, г).

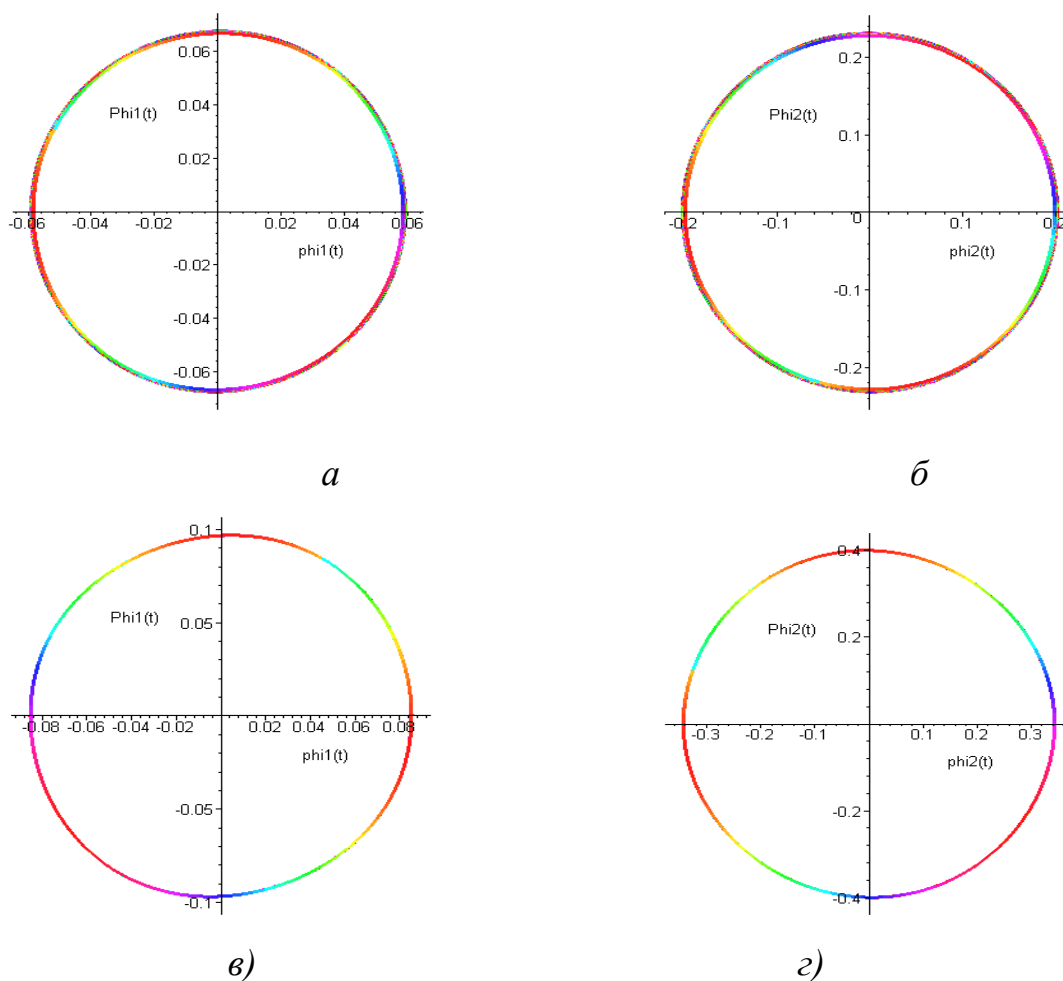


Рисунок 3. 10 – Фазові портрети для кутів складання триланкового метробуса за різних значень параметрів α і β .

Критична швидкість для даного набору параметрів ($\alpha=1.6$, $\beta=0.2$, $m=18000$ кг, $k=240000$ Н/рад, $d=6,08$ м) складає 35,6 м/с. При збільшенні швидкості до $v=37$ м/с (рис. 3.10 а, б) і $v=39$ м/с (рис. 3.10 в, г) амплітуда автоколивань росте досить швидко, що призводить до небезпечної втрати стійкості незбуреного руху. Це свідчить про те, що умови виникнення коливальної нестійкості суттєво залежать від параметрів метробуса, а саме його масово-геометричних характеристик - положення центру мас першого причепа щодо точки зчіпки з автобусом, радіусів інерції причепів та положення точки зчіпки першого і другого причепа. Проте цей висновок потребує перевірки і в неусталених режимах руху, зокрема у таких режимах як поворот», «ривок рульового колеса», рух «змійкою», S-подібний поворот тощо.

3.2. Стійкість метробуса у неусталених режимах руху

Інтегрування вихідної системи рівнянь метробуса у неусталених режимах руху здійснено за допомогою програмного забезпечення Maple 12. Для цього вихідна система рівнянь була записана у „машинному” вигляді за умови жорсткості керуючого колісного модуля автобуса.

При цьому кожний з режимів моделювався тим чи іншим законом повороту рульового колеса тягача.

Для комп'ютерного моделювання найбільш типового повороту метробуса на 90° , що рухався перед тим прямолінійно, закон управління керованими колесами автобуса задається у вигляді [131]:

$$\theta = \begin{cases} \frac{Onpu0 \leq t \leq t_0}{\beta t nput_0 < t \leq t_1} \\ \frac{\beta t_1 nput_1 \leq t \leq t_2}{-\beta t nput_2 < t \leq t_3} \\ \frac{Onput > t_2}{} \end{cases} \quad (3.13)$$

де $[0; t_0]$ і $[t_3; t_k]$ – час руху автопоїзда по прямій відповідно до входу в поворот і після виходу із повороту;

$[t_0; t_1]$ – інтервал часу входження в поворот, керовані колеса автомобіля-тягача рівномірно повертаються зі швидкістю $\beta=0,05 \text{ c}^{-1}$;

$[t_1; t_2]$ – інтервал часу руху автопоїзда по колу (може бути відсутнім);

$[t_2; t_3]$ – інтервал часу виходу автопоїзда із повороту (керовані колеса автомобіля-тягача рівномірно повертаються у нейтральне положення).

На рис. 3.11 – 3.1 наведені результати моделювання руху метробуса з керованим другим причепом при виконанні ними маневру ISO.

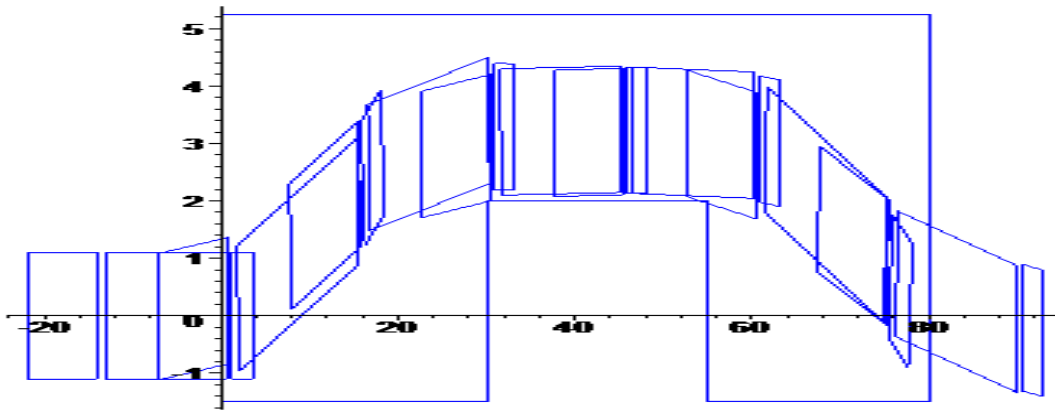


Рисунок 3.11 – Траєкторії руху ланок метробуса при виконанні маневру ISO за швидкості 5 м/с

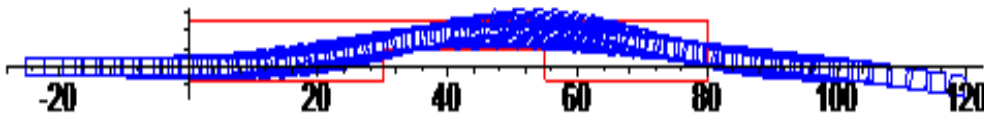


Рисунок 3.12 – Траєкторії руху ланок метробуса при виконанні маневру ISO за швидкості 15 м/с

Як слідує з наведених рис. 3.11 і 3.12, за швидкості руху метробуса 5 м/с він вписується у нормований коридор руху. При швидкості 15 м/с уже спостерігаються його коливання, які перевищують допустимі, тобто метробус втрачає стійкість.

Про стійкість метробуса у неусталених режимах можна судити і по величині бічних прискорень, що діють у центрі мас окремих ланок. Ці прискорення визначалися шляхом розв'язку вихідної нелінійної системи диференціальних рівнянь. За величиною прискорень визначався режим руху. Режим руху вважався стійким, якщо прискорення будь-якої ланки автопоїзда не перевищували $4,5 \text{ м/с}^2$.

На рис. 3.13 – 3.18 у якості прикладу наведені результати розрахунку величини бічного прискорення автобуса, першого і другого причепа метробуса за виконання ним різних маневрів. При цьому розглядалися як метробус з некерованим, так і керованим другим причепом.

Аналіз результатів розрахунку показує, що величина бічних прискорень,

що діють на окремі ланки метробуса з некерованим другим причепом (автопоїзд №1) менша у порівнянні з метробусом з керованим другим причепом (автопоїзд №2) на 22... 29 %% в залежності від маневру автопоїзда. Тому у подальшому розглянемо метробус з керованим другим причепом.

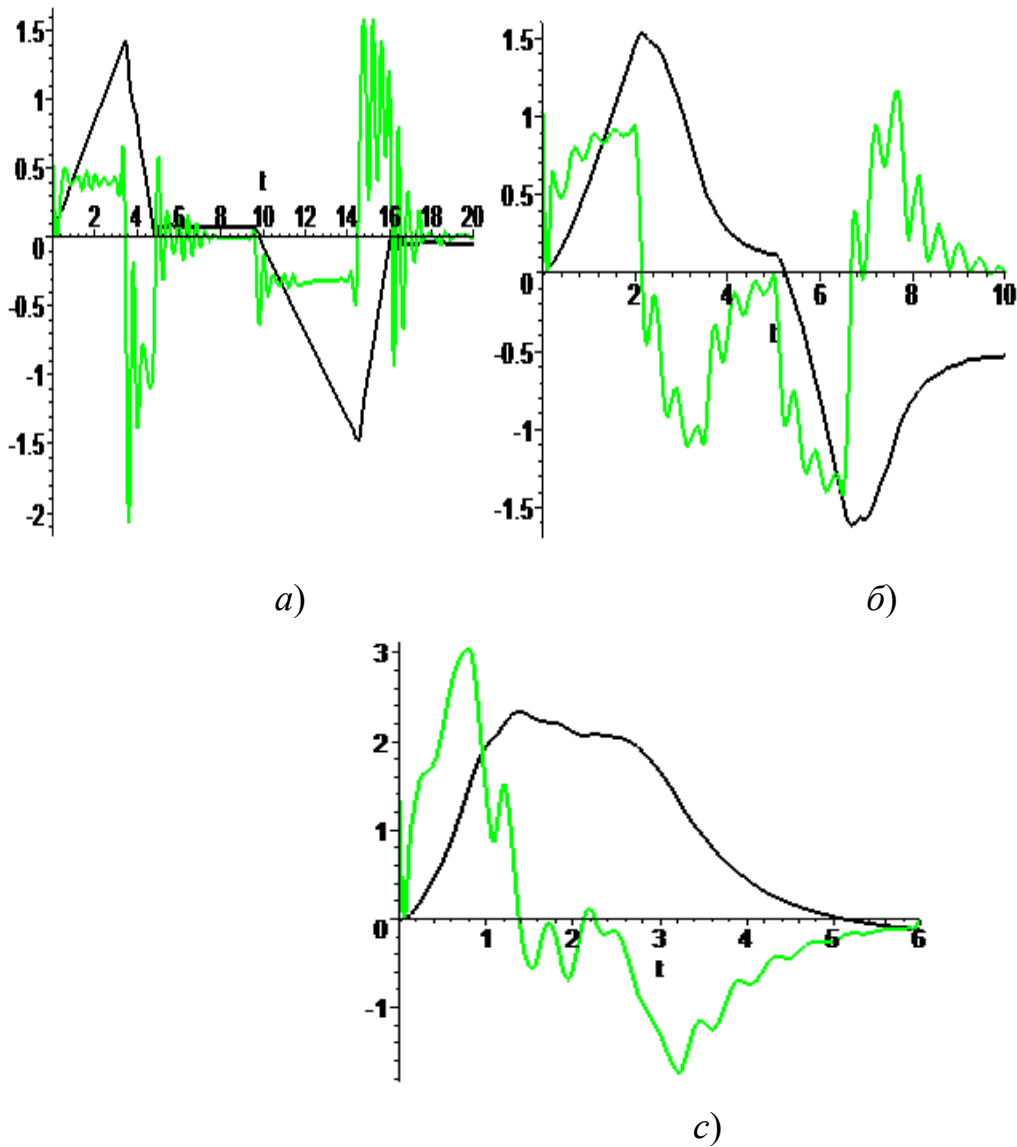


Рисунок 3.13 - Бічна швидкість і бічне прискорення центра мас автобуса автопоїзда №2 при виконанні маневру „поворот” при швидкості 5 м/с (а), 10 м/с (б) і 15 м/с (с)

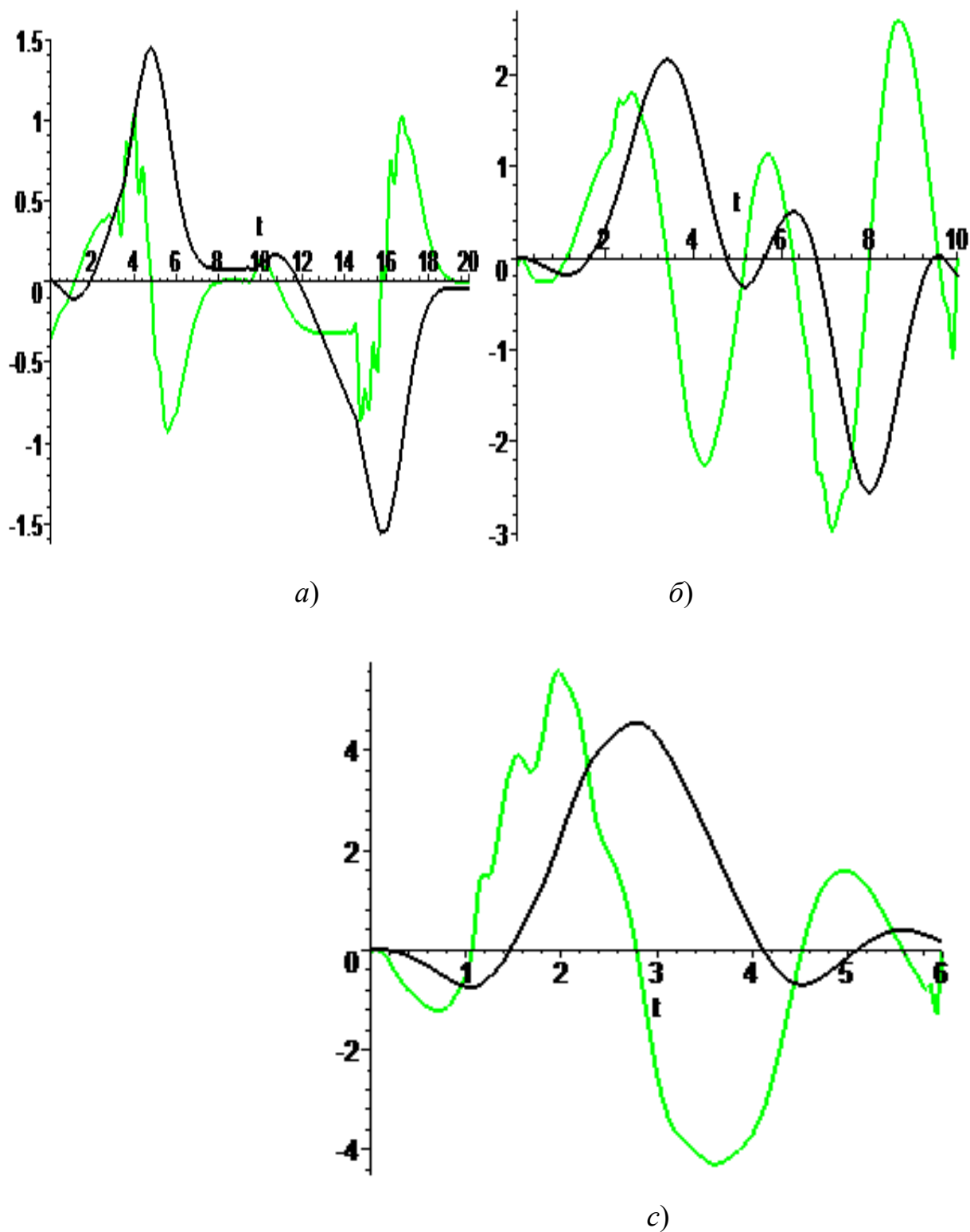


Рисунок 3.14 – Бічна швидкість і бічне прискорення центра мас першого причепа автопоїзда №2 при виконанні маневру „поворот” за швидкості 5 м/с (а), 10 м/с (б) і 15 м/с (с)

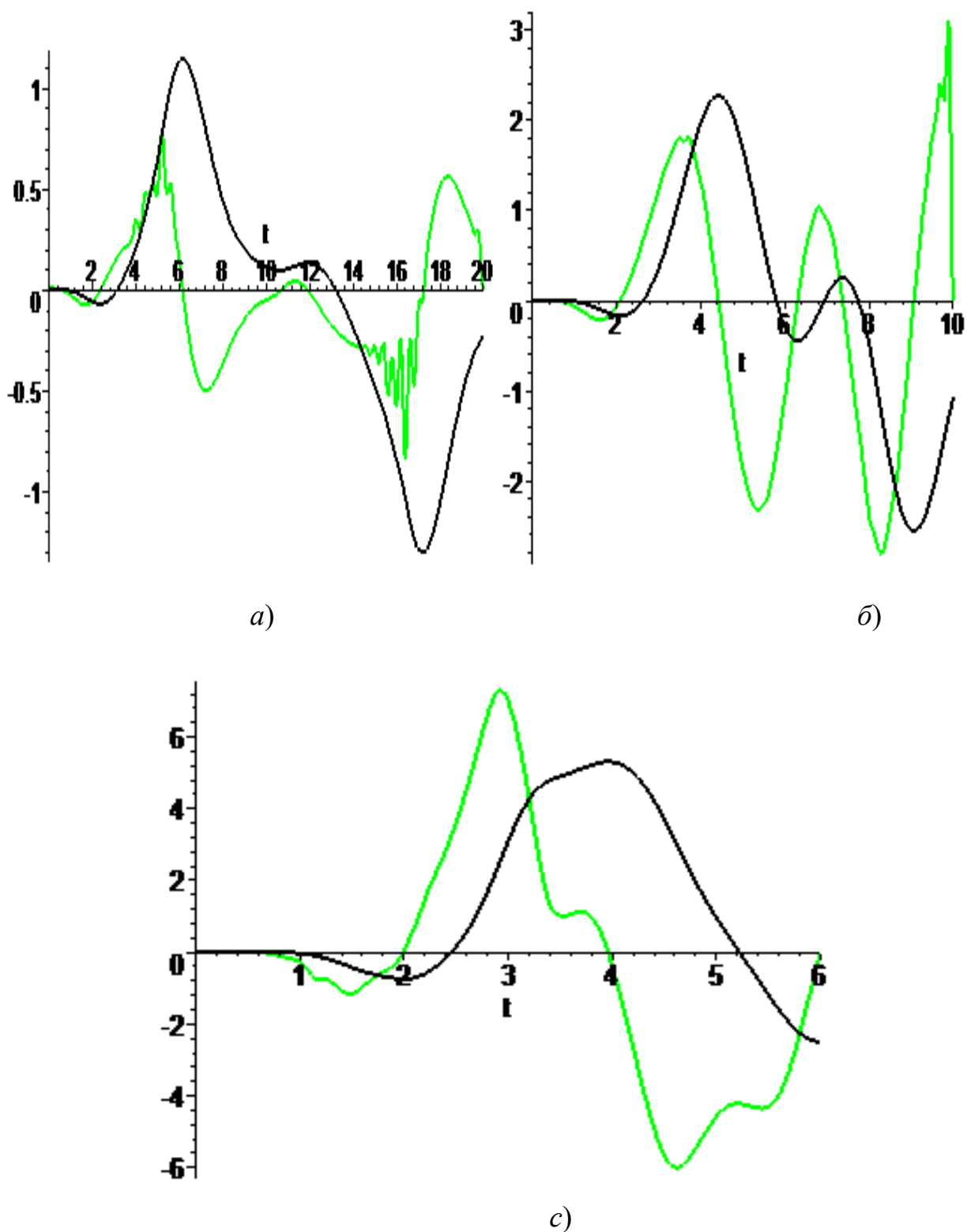


Рисунок 3.15 – Бічна швидкість і бічне прискорення центра мас другого причепа автопоїзда №2 при виконанні маневру „поворот” за швидкості 5 м/с (а), 10 м/с (б) і 15 м/с (с)

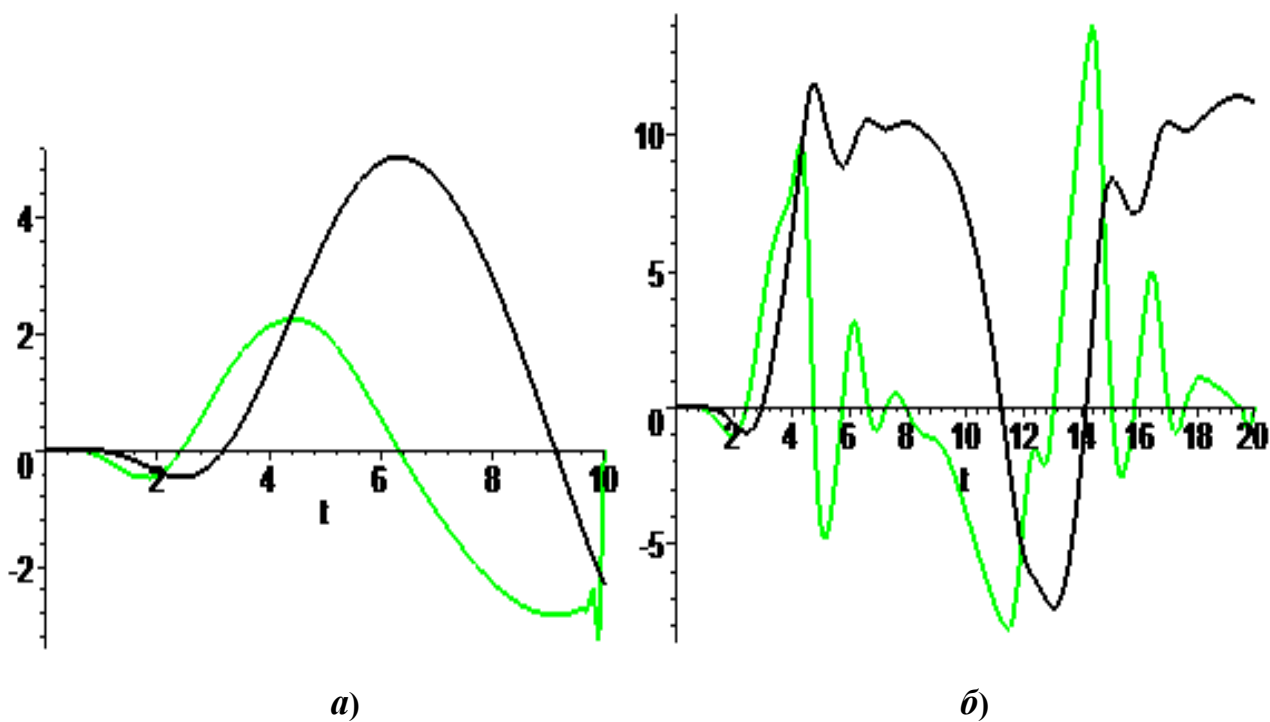


Рисунок 3.16 – Бічна швидкість і бічне прискорення центра автобуса автопоїзда №2 при русі „змійкою” за швидкості 10 м/с (а) і 15 м/с (б)

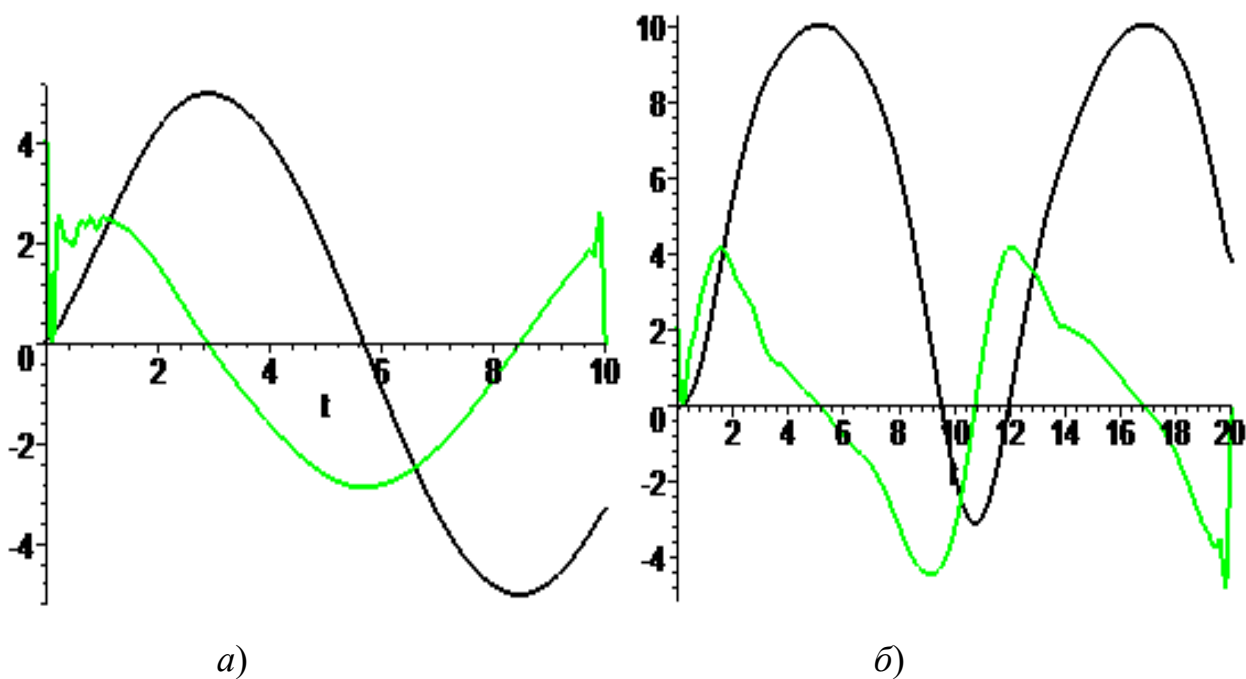


Рисунок 3.17 – Бічна швидкість і бічне прискорення центра мас першого причепа автопоїзда №2 при русі „змійкою” за швидкості 10 м/с (а) і 15 м/с (б)

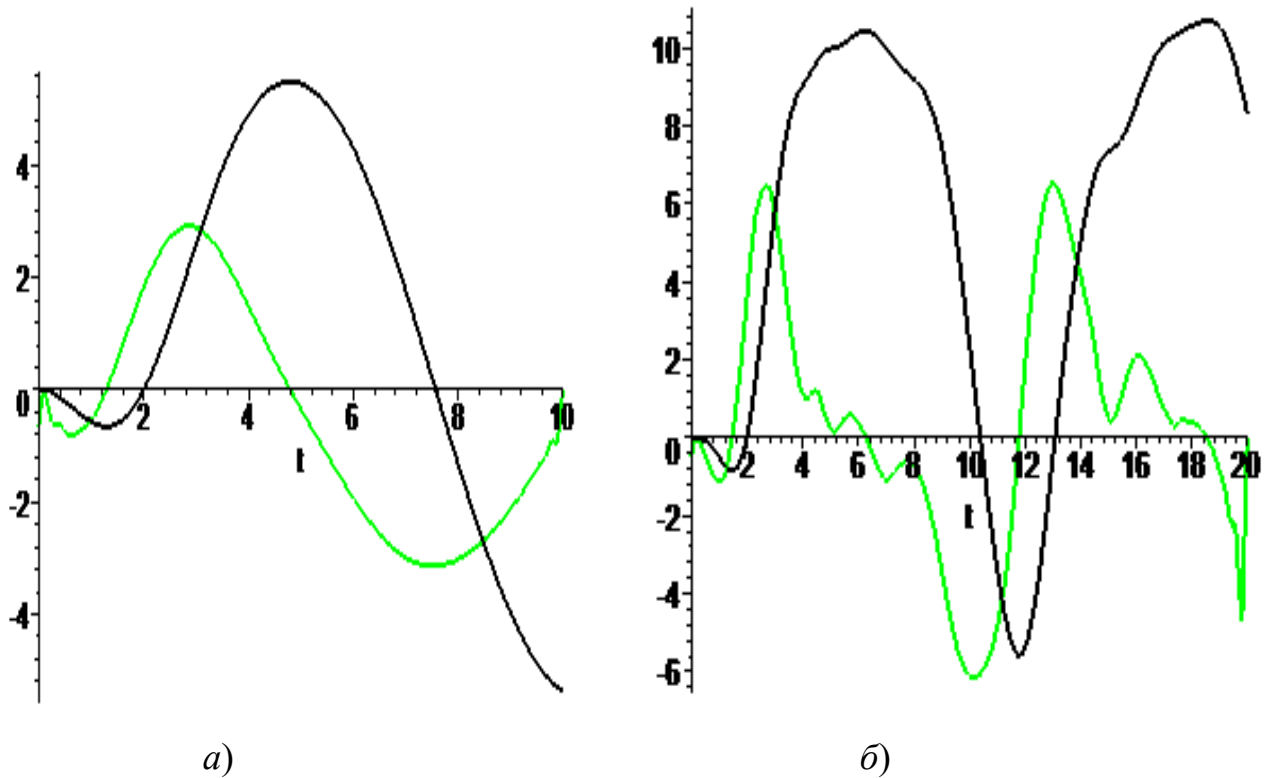


Рисунок 3.18 – Бічна швидкість і бічне прискорення центра мас другого причепа автопоїзда №2 при русі „змійкою” за швидкості 10 м/с (а) і 15 м/с (б)

Аналогічні розрахунки були виконані і при виконанні маневру „ривок рульового колеса” для обох типів автопоїздів. На рис. 3.19-3.20 представлені результати розрахунку кутової швидкості і бічного прискорення автопоїзда №2 за швидкості 10 м/с. Аналіз наведених графіків показує, що автопоїзд з керованим другим причепом не забезпечує стійкість руху при виконанні цього маневру, бо максимальні бічні прискорення у центрі мас другого причепа перевищують порогове значення – $4,5 \text{ м/с}^2$.

Більш інформативним ніж бічні прискорення є коефіцієнт посилення бічного прискорення останнього причепа. На рис. 3.21 представлені результати розрахунку цього коефіцієнта для обох автопоїздів за швидкості 10,0 м/с. Аналіз результатів розрахунку показує, що для автопоїзда №1 коефіцієнт посилення значно менший у порівнянні з автопоїздом №2, тобто при виконанні маневру „ривок рульового колеса” більш стійким є автопоїзд з некерованим другим причепом.

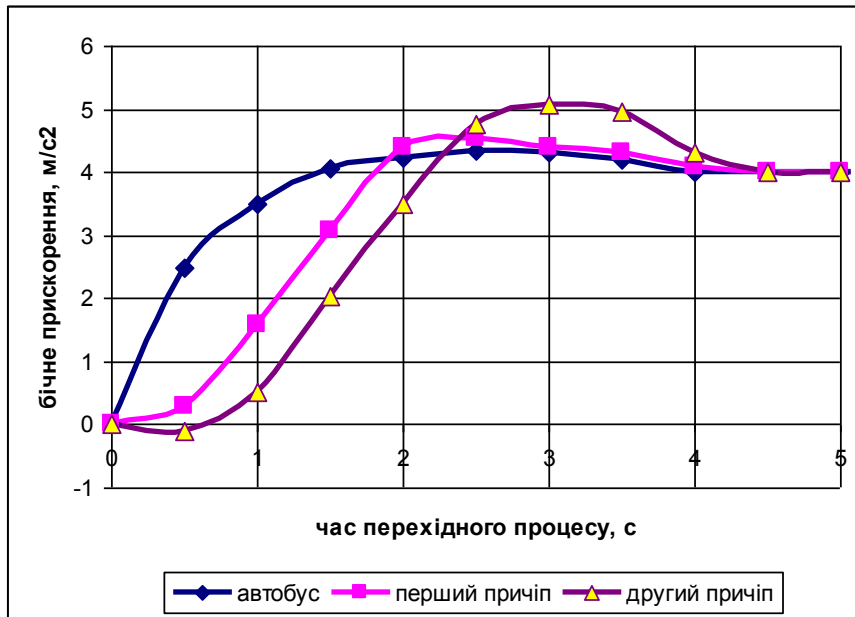


Рисунок 3.19 – Залежність кутової швидкості повороту ланок метробуса у часі перехідного процесу

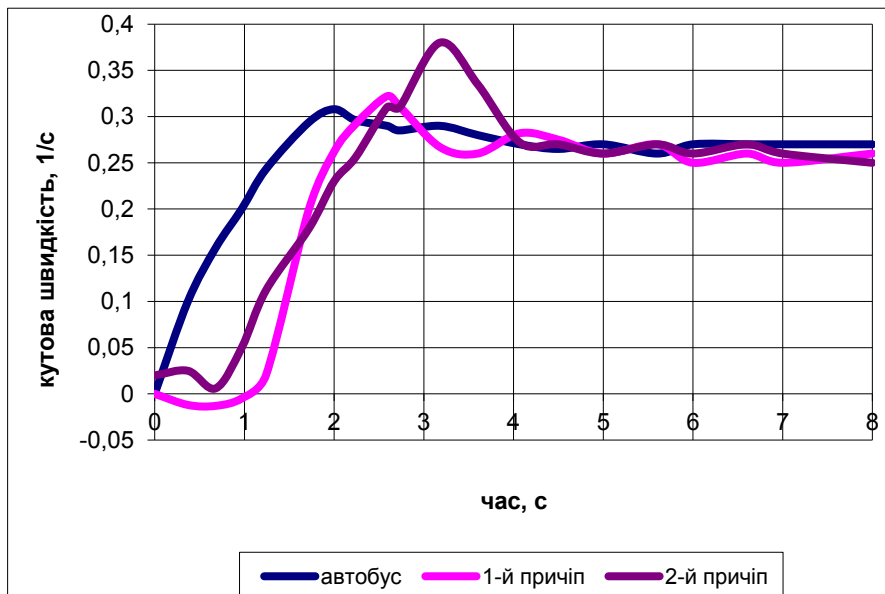


Рисунок 3.20 – Залежність бічного прискорення ланок метробуса у часі перехідного процесу

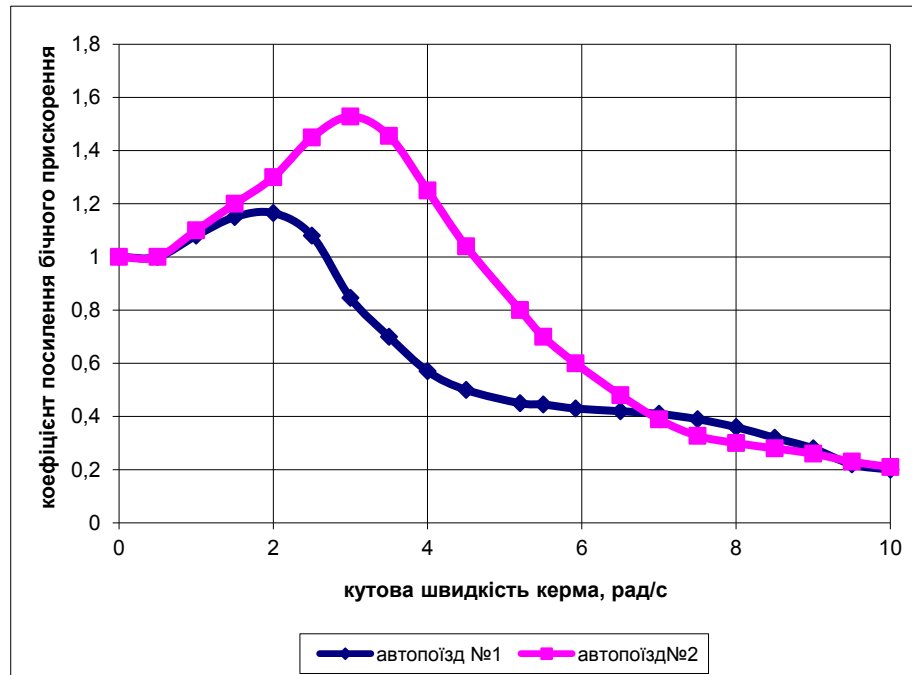


Рисунок 3.21 – Залежність коефіцієнта посилення бічного прискорення від кутової швидкості повороту керма автобуса

3.3. Висновки по розділу

1. Визначена критична швидкість руху триланкових метробусів з керованим і некерованим другим причепом та проаналізовані фактори, що впливають на її чисельне значення. Встановлено, що на підвищення критичної швидкості руху метробуса позитивно позначається зменшення коефіцієнта опору відведенню коліс керованих осей автобуса і другого причепа (наприклад, зменшенням тиску повітря в шинах коліс цих осей). Аналогічно до збільшення критичної швидкості руху призводить і підвищення коефіцієнта опору відведення коліс некерованих осей причепа, зменшення відстані між центром мас автобуса і точкою його зчипки з першим причепом. Збільшення маси автобуса і першого причепа при незмінній загальній масі метробуса призводить до збільшення критичної швидкості руху автопоїзда, у той час як збільшення маси останнього причепа призводить до її зменшення.

2. Встановлено, що швидкість появи коливальної нестійкості метробуса, що відповідала появі першого додатного кореня при розв'язку характеристичного

рівняння, менша його критичної швидкості. За величиною цієї швидкості перевагу слід віддати автопоїзду з некерованим другим причепом.

3. Отримані залежності кутів відведення першого і другого некерованого причепів, а також кутової і бічної швидкості центра мас автобуса. Показано, що за швидкості $v=5$ м/с змінні бічна і кутова швидкості центра мас автобуса, кути відведення коліс причепів з плином часу стабілізуються, чим забезпечується стійкість його руху. При збільшенні швидкості руху до $v=15$ м/с, що відповідає випадку $v > v^*$ (v^* - швидкість появи коливальної нестійкості), для поведінки змінних характерним є зростання амплітуд коливального процесу для кутової і бічної швидкості центра мас автобуса, що призводить до порушення стійкості руху метробуса.

4. Показано, що при виконанні маневру ISO за швидкості руху метробуса $v=5$ м/с як автопоїзд №1, так і автопоїзд №2 вписуються у нормований коридор руху. При швидкості 10 м/с уже спостерігаються коливання автопоїзда №1, які перевищують допустимі, а при швидкості 15 м/с це явище має місце і для автопоїзда №2.

5. Визначені бічні прискорення, що діють у центрі мас окремих ланок, шляхом розв'язку вихідної нелінійної системи диференціальних рівнянь. За величиною прискорень визначався режим руху. Режим руху вважався стійким, якщо прискорення будь-якої ланки метробуса не перевищували $4,5$ м/с². Встановлено, що за швидкості 10 м/с бічні прискорення, що діють на окремі ланки автопоїзда №2 при виконанні маневру „поворот”, менші у порівнянні з автопоїздом №1 на 22... 29 %%. При виконанні маневру „ривок рульового колеса” за швидкості 10 м/с обидва автопоїзди не забезпечують стійкість руху, бо максимальні бічні прискорення у центрі мас другого причепа перевищують порогове значення – $4,5$ м/с².

6. Показано, що при аналізі стійкості руху автопоїзда більш інформативним, ніж бічні прискорення, є коефіцієнт посилення бічного прискорення останнього причепа. Аналіз результатів розрахунку показав, що для автопоїзда №1 коефіцієнт посилення значно менший у порівнянні з

автопоїздом №2, тобто за показниками стійкості у неусталених режимах перевагу слід віддати метробусу з некерованим другим причепом.

Отримані залежності для показників стійкості потребують експериментальної перевірки.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МОДЕЛІ ТРИЛАНКОВОГО МЕТРОБУСА

4.1. Мета і задачі експериментальних досліджень

Показники маневреності і стійкості руху триланкового метробуса визначалися за допомогою математичних моделей різного ступеня складності. У цих моделях використовувалися як жорсткі у бічному напрямку колеса, так і еластичні, опір відведенню яких визначався за гіпотезою І.Рокара. Тому дуже важливим є перевірка отриманих залежностей та межі застосування кожної з них. Виходячи з цього, метою експериментальних досліджень явилася перевірка адекватності розробленої математичної моделі і вихідних положень, покладених в основу розрахунку показників маневреності триланкових метробусів.

4.2. Об'єкт експериментальних досліджень для дослідження маневреності метробуса

Рух триланкового метробуса на заокругленнях доріг, при маневруванні у пунктах посадки-висадки пасажирів здійснюється з малими швидкостями. Бічне відведення коліс у цьому випадку помітно не впливає на кінематику повороту автопоїзда. Ковзання коліс і інші попутні явища не значні. Це дозволяє не враховувати відмічені фактори при розробці моделі автопоїзда.

Як відмічається у роботі [132], моделювання представляє один з основних методів пізнання, є формою відображення дійсності і полягає в дослідженні властивостей реальних об'єктів, процесів, явищ або з допомогою абстрактного опису. У багатьох випадках важко передбачити результат певної події без експерименту, але сам експеримент неможливо втілити з різних причин (наприклад, вартість чи безпека). В таких випадках доцільно застосовувати моделювання. Взагалі, для різних задач можна використовувати різні види

моделювання, а саме – математичне, фізичне і комп’ютерне.

У математичному моделюванні, як правило, не використовують реальний об’єкт дослідження, його описують за допомогою формул, виразів тощо. При цьому не всі об’єкти можливо описати точно, внаслідок чого доводиться нехтувати частиною параметрів. У одних випадках таке спрощення допустиме, у інших може відчутно змінити результат [133,134].

Фізичне моделювання передбачає створення зменшеної копії об’єкту дослідження, наділеного тими ж фізичними властивостями, що і оригінал. Оскільки фізичне моделювання відтворює реальний об’єкт дослідження, то для нього не обов’язкове математичне моделювання. Для такої моделі точність результатів моделювання у значній мірі залежить як від точності копіювання оригіналу, так і приладів і обладнання при проведенні експерименту [132].

Комп’ютерне моделювання останнім часом знаходить все більше розповсюдження у тих випадках, коли натурні і аналітичні дослідження досить складні.

Основна мета будь-якого моделювання полягає в тому, щоб за результатами досліджень на моделі можна було прогнозувати поведінку натурального зразка.

У більшості випадків моделювання засновано на розгляді фізично подібних явищ. Дослідження реального явища заміняється вивченням його фізично подібного явища, яке можна просто і вигідно здійснити. Механічну або взагалі фізичну подобу можна розглядати як узагальнення геометричної подоби. Дві геометричні фігури подібні, якщо відношення усіх відповідних розмірів однакові. Якщо відомий коефіцієнт подоби – масштаб, то простим множенням на величину масштабу однієї геометричної фігури отримують розмір іншої, їй подібної геометричної фігури [132]. Оскільки розглядається задача дослідження поведінки триланкового метробуса, що здійснює плоскопаралельний рух, то це дозволяє покласти в основу розробки моделі критерій геометричної подоби

$m_l = \frac{l_n}{l_m}$. Цей критерій виражає подобу геометричних параметрів натурального

зразка l_n і моделі автопоїзда l_m , тобто сталість їх однакових лінійних розмірів (колії, бази автобуса і причіпних ланок), а також рівність відповідних кутів (кутів повороту керованих коліс і складання ланок автопоїзда), у результаті чого положення моделі на площині повністю визначає собою положення автопоїзда на дорозі [134].

При дослідженні кінематики метробуса прийнято, що точка зчипки автобуса з першим причепом збігається з його характерною точкою (середина задньої осі у двохосового тягача), що формує траєкторію метробуса.

Модель триланкового метробуса складається із моделі автобуса і моделі двох причепів. База автобуса прийнята рівною 6,0 м, база причепів – 4,5 м, загальна довжина метробуса – 24,5 м. Повна маса метробуса 36000 кг, навантаження на передню вісь автобуса 7100 кг, задню – 11500 кг, на кожную вісь причепа – 9000 кг. Довжина автобуса складає 11100 мм, довжина першого причепа – 7000 мм, довжина другого причепа – 7500 мм, колія 2240 мм, висота сидла 1100 мм, шини 315/80 R22,5.

Зважаючи на те, що модель розроблялася для оцінки маневрених властивостей метробуса при русі з невеликою швидкістю, елементи підвіски не моделювались [134].

Для розробки моделі, перш за все, потрібно визначити розмірність елементів (розмірна чи безрозмірна величина) і похідність (які величини будуть прийняті за базові, а які можна визначити з інших).

Для вивчення механічних явищ достатньо ввести три основні одиниці виміру: для довжини, маси або сили і часу. Залежність одиниці виміру похідної величини від одиниць виміру базових величин можна представити у вигляді формули розмірності. Для визначення фізичної подібності найбільше поширена на даний час система розмірності СГС. У даній системі розмірності всіх фізичних величин мають вигляд степеневого одночлена [132]:

$$L^1 M^m T^t \quad (4.1)$$

При розрахунку подібності прийнято використовувати π -теорему, згідно з

якою для побудови моделі необхідно і достатньо $p=n-k$ безрозмірних величин, де n – кількість фізичних змінних, які описуються за допомогою k фундаментальних фізичних величин. З π -теорема випливає, що якщо дві динамічні системи описані однаковими диференціальними рівняннями, то рішення диференціальних рівнянь буде масштабно незмінним при тих самих π групах. Щоб модель була динамічно подібна до оригіналу, величини цих π груп повинні бути однакові для обох систем. Базуючись на цій ідеї, можна підібрати параметри моделі, відповідні реальним.

Масштаб для зменшення 1:20. База автобуса і причепів – фіксовані. Довжина моделі автобуса 555 мм, колісна база 300 мм, колія 145 мм. Довжина моделі першого причепа 350 мм, довжина другого причепа – 375 мм, відстань від задньої осі автобуса до точки зчеплення з першим причепом - 125 мм, відстань від точки зчеплення першого причепа з другим – 125 мм. колісна база першого і другого причепів - 225 мм, колія 140 мм.

Розмір шин моделі розраховується прирівнюванням π групи, що відповідає розміру шин зменшеної копії, до π групи реального автомобіля, що є

$$(R/l)_{\text{оригіналу}}=(R/l)_{\text{моделі}} \quad (4.2)$$

Розмір шин тягача і причепа 315/80 R22,5. Підставляючи значення оригіналу, отримуємо $R_{\text{моделі}}=62\text{мм}$. Ширина шин моделі тягача 25 мм. Для обчислення маси моделі припускаємо, що густина моделі і оригіналу однакова, тоді з подібності [132]

$$(\rho l^3/m)_{\text{моделі}}=(\rho l^3/m)_{\text{оригіналу}} \quad (4.3)$$

отримуємо споряджену масу моделі 2,8 кг, масу моделі при максимальному завантаженні 4,5 кг.



Рисунок 4.1 - Модель метробуса

Рама автобуса зроблена з ДСП плити 2 мм. Даний матеріал легко піддається обробці, дозволяє швидку і просту заміну елементів, а також підгонку отворів для кріплення зчитуючих пристроїв. Для керованої осі з наявних коліс було обрано найбільш підходящі за розмірами, їхня ширина становить $d=25$ мм, радіус $R=65$ мм. Шини коліс ведучих осей мають діаметр 130 мм і ширину 25мм, оскільки це найближча подібність до потрібних розмірів серед наявних коліс.

Модель обох причепів виконано із ДСП. Зчпним шворнем автобуса з першим причепом, першим і другим причепом виступає датчик кута повороту, що використовується для вимірювання кутів складання. На причепах використовуються колеса з тими ж шинами шириною $d = 25$ мм і радіусом $R = 65$ мм.

Модель оснащена різними електродвигунами для приводу в рух і повороту керованих коліс автобуса і другого причепа.

Для повороту керованих коліс використовується потужний сервомотор MG995, (рис. 4.3). Вихідний вал сервоприводу повертається приблизно на 120 градусів та має максимальний крутний момент 0.85 Н*м [135]. Для управління MG995 можна використовувати будь-які контролери з живленням логіки 5 В, в тому числі і Arduino.



Рисунок 4.3–Сервомотор MG995[135]

У табл. 4.1 наведена технічна характеристика сервомотора MG995.

Таблиця 4.1 - Технічна характеристика сервомотора MG995 [135]

Параметр	Значення
Розміри	54 x 20 x 38 мм
Робоча швидкість (при 4.8V без навантаження)	0,12 с/ 120 град.
Крутний момент (при 4.8V)	9 кг*см
Діапазон робочих температур	-30 ... +60 °C
Робоча напруга	4.8 ... 7.2 В
Маса	55 г

Даний мотор підключається по трипровідній схемі. Один провідник (чорний або коричневий) приєднується на землю (GND), живлення (червоний провідник) на +5 V, і ще один провідник, по якому передаються сигнали (оранжевий або жовтий) підключається до одного із виходів контролера Arduino Mega 2560.

Модель приводиться у рух двома кроковими двигунами 17HS8401 [136], від яких крутний момент передається на півосі. Кроковий двигун 17HS8401, рис. 4.6, це безколекторний 2 фазний двигун з максимальним крутним моментом 0.52 Н*м , масою 0.37 кг . Двигуни працюють від напруги $12\text{-}24\text{В}$. У крокових двигунів зазвичай встановлена конкретна величина (наприклад, $1,8^\circ$ або 200 кроків на оберт), за якої досягається повний оберт у 360° . Мікрокроковий драйвер, такий як А4988, дозволяє збільшити цю величину за рахунок можливості управління проміжними кроками.



Рисунок 4.6—Кроковий двигун 17HS8401[136]

Для визначення кутів складання між автобусом і першим причепом, першим і другим причепом використовуються Arduino – сумісні датчики обертання [137], максимальний кут повороту яких 270° , точність вимірів $0,2^\circ$, рис. 4.7.

Підключення датчиків відбувається по трьох контактах: на живлення 5В , на землю і на аналоговий вхід мікроконтролера. У моделі метробуса датчики обертання жорстко закріплені на першому і другому причепі, а їх обертальні елементи відіграють роль шворня, що вставляється у зчпний пристрій автобуса і першого причепа, а також першого і другого причепа і в них фіксуються.

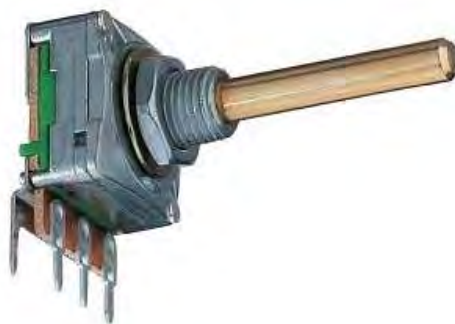


Рисунок 4.7–Датчик обертання [137]

4.3 Програмно-апаратний комплекс

4.3.1 Контролер Arduino Uno. Arduino Uno це апаратна плата, побудована на базі мікроконтролера ATmega328, рис. 4.8 Платформа має 14 цифрових входів/виходів (6 з яких можуть використовуватись як виходи ШІМ), 6 аналогових входів, кварцовий генератор 16МГц, роз'єм USB, силовий роз'єм, роз'єм ICSP та кнопку перезавантаження. Для роботи необхідно підключити платформу до комп'ютера за допомогою кабелю USB, або подати живлення за допомогою адаптера AC/DC або батареї [138].

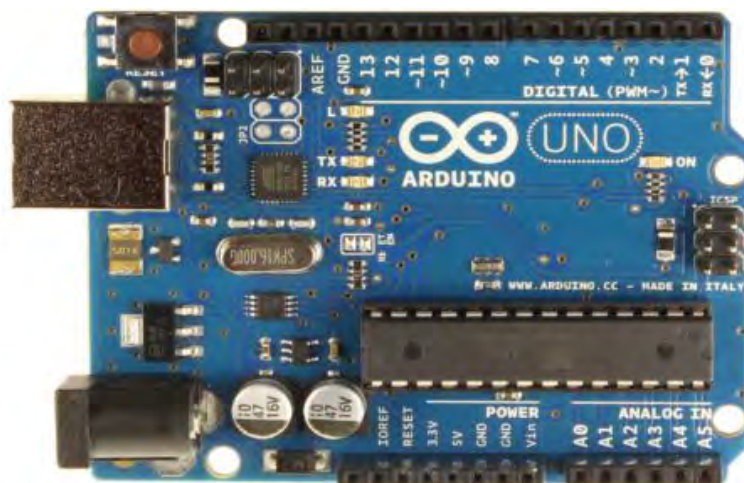


Рисунок 4.8 – Мікропроцесорна плата [138]

Фізичні характеристики Arduino Uno [138]:

Довжина та ширина печатної плати Uno рівні 6.9 і 5.3 см відповідно. Роз'єм USB і роз'єм живлення виходять за межі даних параметрів. Чотири отвори в платі дозволяють закріпити її на поверхні. Відстань між цифровими виводами 7 та 8 рівні 0,4см, хоча між ін. виводами вона рівна 0,25 см.

Arduino Uno може житись від підключення по USB або від зовнішнього джерела. Джерело живлення обирається автоматично.

У табл. 4.2 наведена технічна характеристика плати Arduino Uno.

Таблиця 4.2 – Технічна характеристика плати Arduino Uno [138]

Параметр	Значення
Мікроконтролер	АТmega328
Робоча напруга	5 В
Вхідна напруга (рекомендується)	7-12 В
Вхідна напруга (гранична)	6-20 В
Цифрові входи/виходи	14 (6 з яких можуть використовуватись як виходи ШІМ)
Аналогові входи	6
Постійний струм через вхід/вихід	40 мА
Постійний струм для виходу 3,3 В	50 мА
Флеш-пам'ять	32 Кб (АТmega328) з яких 0,5Кб використовується для загрузчика
RAM	2 Кб (АТmega328)
EEPROM	1 Кб (АТmega328)
Тактова частота	16 МГц

Зовнішнє живлення (не USB) може подаватись через перетворювач напруги AC/DC (блок живлення) або акумуляторної батареї. Перетворювач напруги підключається за допомогою роз'єму 2.1 мм із центральним позитивним полюсом. Провідники від батареї підключаються до виводів Gnd і Vin роз'єму живлення. Платформа може працювати при зовнішньому живленні від 6 В до 20 В [138].

Виходи живлення [138]:

- VIN. Вхід який використовується для подачі живлення від зовнішнього джерела (при відсутності 5 В від роз'єма USB або іншого регульованого джерела живлення).

- 5V. Регульоване джерело живлення, що використовується для живлення мікроконтролера і компонентів на платі. Живлення може постачатись від виходу VIN через регулятор напруги, або від роз'єма USB, або ін. регульованого джерела напруги 5 В.

- 3V3. Напруга на виході 3.3 В що генерується вбудованим регулятором на платі. Максимальне споживання струму 50 мА.

- GND. Вихід заземлення.

Мікроконтролер ATmega328 має 32кБ флеш пам'яті, з яких 0,5 кБ використовується для зберігання завантажувача, а також 2 кБ ОЗП (SRAM) та 1 кБ EEPROM.

Кожен з 14 цифрових виходів Uno може настрюватись як вхід або вихід, використовуючи функції `pinMode()`, `digitalWrite()` та `digitalRead()`. Виходи працюють при напрузі 5В. Кожен вихід має навантажувальний резистор (за замовчуванням відключений) 20-50кОм і може пропускати до 40мА. Деякі виходи мають особливі функції [138]:

- Послідовна шина: 0(RX) та 1 (TX). Виходи використовуються для отримання (RX) та передачі (TX) даних TTL. Дані виводи підключенні до відповідних виводів мікросхеми послідовної шини ATmega8U2 USB-to-TTL.

- Зовнішнє переривання: 2 і 3. Дані виводи можуть бути зконфігуровані на виклик переривання або на молодшому значенні, або на передньому або задньому фронті, чи при зміні значення.

- ШІМ: 3, 5, 6, 9, 10 та 11. Будь-який з виходів забезпечує ШІМ з роздільною здатністю 8 біт при допомозі функції `analogWrite()`.

- SPI: 10 (SS), 11(MOSI), 12(MISO), 13(SCK). За допомогою даних виводів здійснюється SPI, для чого використовується бібліотека SPI.

- LED: 13. Вбудований світлодіод, підключений до цифрового виходу 13. Якщо значення на виході має високий потенціал, то світлодіод горить.

На платформі Uno встановлені 6 аналогових входів (позначених як A0..A5), кожен роздільною здатністю 10 біт (тобто може приймати 1024 різних значень). Стандартні виводи мають діапазон вимірювання до 5В відносно землі, але все ж таки є можливість змінити верхню межу за допомогою AREF та функції `analogReference()`. Деякі виводи мають додаткові функції [138]:

- I2C: 4 (SDA) та 5 (SCL). За допомогою виводів здійснюється зв'язок I2C (TWI), для створення якої використовується бібліотека `Wire`.

Додаткова пара виводів платформи:

- AREF. Базова напруга для аналогових виводів. Використовується з функцією `analogReference()`;

- RESET. Низький рівень сигналу на виводі перезавантажує мікроконтролер. Зазвичай застосовується для підключення кнопки перезавантаження на платі розширення, що закриває доступ до кнопки на самій платі Arduino.

На платформі Arduino Uno встановлено декілька пристроїв для забезпечення зв'язку з комп'ютером, іншими пристроями Arduino або мікроконтролерами [139]. ATmega328 підтримують послідовний інтерфейс UART TTL (5В), що здійснюється виводами 0(RX) та 1 (TX). Установлена на платі мікросхема ATmega8U2 направляє даний інтерфейс через USB, програми на стороні комп'ютера "спілкуються" з платою через віртуальний COM порт. Прошивка ATmega8U2 використовує стандартні драйвери USB COM, ніяких сторонніх драйверів не потрібно, але на Windows для підключення потрібен файл `arduinoUNO.inf`. Моніторинг послідовної шини (`SerialMonitor`) програми Arduino дозволяє посилати і отримувати текстові дані при підключенні до платформи. Світлодіоди RX і TX на платформі будуть блимати при передачі даних через мікросхему FTDI або USB підключення (але не при використанні послідовної передачі через виводи 0 та 1) [138].

Бібліотекою `SoftwareSerial` можна створити послідовну передачу даних

через будь який з цифрових виводів Uno.

ATmega328 підтримує інтерфейси I2C(TWI) та SPI. В Arduino включена бібліотека Wire для зручності використання шини I2C [138].

В Arduino Uno встановлено самовідновлюваний запобіжник (автомат), який захищає порт USB комп'ютера від струмового короткого замикання і надмірних струмів. Хоча практично всі комп'ютери мають подібний захист, але все ж таки, даний запобіжник забезпечує додатковий бар'єр. Запобіжник спрацьовує при проходженні струму більше 500 мА через USB порт та розмикає ланцюг до тих пір, поки нормальне значення струмів не буде відновлене [138].

Середовищем розробки плат Arduino є багатоплатформовий Java-додаток, що заснований на мові Processing. Синтаксис даного середовища подібний до C++, але використовує деякі додаткові бібліотеки. Програми, створені для роботи з платою Arduino, називаються скетчами. Після успішної компіляції скетч передається у процесор засобами віртуального COM-порта. Вбудований у середовище розробки монітор дозволяє реалізувати зворотній зв'язок із платою у процесі виконання програми. Можлива передача команд процесору, а також зчитування і відображення даних [138].

4.3.2 Плата розширення Arduino Motor Shield L293D. Плата розширення Arduino Motor Shield, рис. 4.9, виготовлена на основі мікросхеми L293 [140], що є подвійним повномостовим драйвером, розробленим для керування індуктивними навантаженнями, такими як реле, соленоїди, сервоприводи, двигуни постійного струму і крокові двигуни. Вона дозволяє керувати чотирма двигунами постійного струму за допомогою плати Arduino, незалежно регулюючи швидкість і напрям кожного з них.

У табл. 4.3 наведена технічна характеристика плати розширення Arduino Motor Shield L293D.

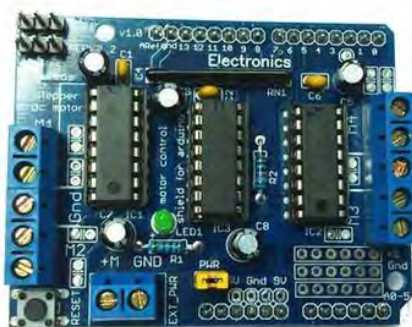


Рисунок 4.9 -Плата розширення Arduino Motor Shield L293D [140]

Таблиця 4.3 - Технічна характеристика плати розширення Arduino Motor Shield L293D [140]

Характеристики	Параметри
Робоча напруга	від 5 до 12 В
Контролер двигуна	L293D, керує 2 сервоприводами і 4 двигунами постійного струму або 2 кроковими двигунами
Максимальний струм	0,6А на канал або 1,2 А максимум (із зовнішнім джерелом живлення)

4.3.3 Плата для програмування Arduino Mega 2560. Плата Arduino Mega [141] побудована на мікроконтролері ATmega2560, рис.4.10. Плата має 54 цифрових входу / виходів (14 з яких можуть використовуватися як виходи ШІМ), 16 аналогових входів, 4 послідовних порту UART, кварцовий генератор 16 МГц, USB конектор, роз'єм живлення, роз'єм ICSP і кнопка перезавантаження.



Рисунок 4.10 – Плата Arduino Mega 2560 [141].

Для роботи необхідно підключити платформу до комп'ютера за допомогою кабелю USB або подати живлення за допомогою адаптера DC. Arduino Mega 2560 сумісна з усіма платами розширення, розробленими для платформ Uno або Duemilanove. Для роботи необхідно підключити платформу до комп'ютера за допомогою кабелю USB, або подати живлення за допомогою адаптера AC/DC або батареї [141].

На платформі Arduino Mega 2560 встановлено декілька пристроїв що для забезпечення зв'язку з комп'ютером, іншими пристроями Arduino або мікроконтролерами. ATmega2560 підтримують послідовний інтерфейс UART TTL (5V), що здійснюється виводами 0(RX) та 1 (TX). Установлена на платі мікросхема ATmega8U2 направляє даний інтерфейс через USB, програми на стороні комп'ютера "спілкуються" з платою через віртуальний COM порт [141].

Середовищем розробки плат Arduino є багатоплатформовий Java-додаток, що заснований на мові Processing. Синтаксис даного середовища подібний до C++, але використовує деякі додаткові бібліотеки. Після успішної компіляції програма передається у процесор засобами віртуального COM-порта. Вбудований у середовище розробки монітор дозволяє реалізувати зворотній зв'язок із платою у процесі виконання програми. Можлива передача команд процесору, а також зчитування і відображення даних [141].

3. Погоджуюча плата Ramps 1.4 [142] для встановлення драйверів та драйвери A4988, рис. 4.11. Драйвер двигунів A4988, рис.4.12, для сприйняття імпульсів з мікроконтролера та подачі напруги на двигуни. Особливостями A4988 є регульований струм, захист від перевантаження і перегріву, драйвер також має п'ять варіантів мікрошагу (аж до 1/16-кроку). Він працює від напруги 8 - 35 В і може забезпечити струм до 1 А на фазу без радіатора [142].

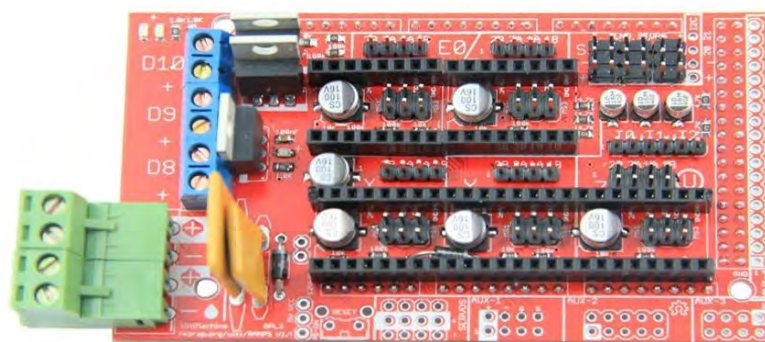


Рисунок 4.11 - Погоджуюча плата Ramps 1.4 [142]



Рисунок 4.12 – Драйвер двигунів A4988[143]

Швидкість та поворот метробуса задаються оператором за допомогою пульта керування. Сигнали з пульта передаються до мікроконтролера Arduino. В свою чергу, він, після обробки цих сигналів та виконання заданих алгоритмів руху, передає сигнал на драйвер двигунів A4988. Після підсилення сигналу відбувається керування двигунами ведучої осі, рульовим кермом та віссю причепа (у разі керованого другого причепа). Мікроконтролер Arduino дозволяє запрограмувати необхідні дії роботи двигунів на мові програмування C++. У розробленій програмі спочатку перевіряється параметр швидкості руху, а потім параметр повороту коліс. Якщо метробус рухається прямолінійно, то

працюють лише двигуни ведучої осі автобуса. Якщо ж режим руху метробуса змінено і автопоїзд має повертати, то подається сигнал повороту на серводвигун передньої осі автобуса.

Програмне забезпечення розробленої моделі складається з програми записаної безпосередньо у мікроконтролер Arduino. Після успішної компіляції програма керування моделлю передається у процесор засобами віртуального СОМ-порта. Вона дозволяє діалог із користувачем, котрий вводить команди із клавіатури для виконання руху, поворот коліс чи певних маневрів. Дані про кути повороту керованих коліс, кут складання, напрям і сторону руху виводяться раз на 2 секунди [134].

У програмі керування використовуються дві зовнішні бібліотеки: AccelStepper.h і Servo.h, що використовуються для роботи моторної плати із двигунами постійного струму і сервоприводами відповідно.

Вбудований у середовище розробки монітор, дозволяє реалізувати зворотній зв'язок із платою у процесі виконання програми. Можлива передача команд процесору, а також зчитування і відображення даних [134].

4.4. Програма експериментальних досліджень

Програма випробувань метробуса складалася із двох частин, а саме визначення показників маневреності та стійкості.

У першій частині програми, при визначенні показників маневреності, проводилися такі дослідження:

- усталений рух по колу і “поворот на 90°” за відсутності керування колесами другого причепа.

У другій частині випробувань дослідження включали:

- прямолінійний рух (“пряма”) і зміна смуги руху (“переставка”).

Випробування моделі проводилися в лабораторії кафедри «Автомобілі» НТУ на спеціально розмічених стендах, рис. 4.13-4.16.

Методикою виконання кожної із робіт передбачалося три повторності дослідів (якщо це не обумовлювалося умовами виконання того чи іншого етапу експериментальних досліджень). В якості результуючого приймалося середнє значення по всіх повторностях.

4.5 Методика проведення експериментальних досліджень

При виконанні кожного пункту програми експеримент проведено наступним чином. Оператор задав рух автобуса так, щоб його характерна точка рухалася заданою траєкторією. Для відстеження траєкторії руху характерних точок причепів на них встановлено світлодіоди, червоного кольору для осі осі першого причепа і зеленого – для осі другого причепа. Над тестовим стендом розміщено камеру, яка робить знімки через задані проміжки часу. Отримані фотографії оброблюються програмно, із зображення відсіюється все, крім маркерів. Потім отримані точки групуються за заїздами і з'єднавши їх можна отримати траєкторію руху характерних точок моделі метробуса для кожного тестового заїзду. Для кожного заїзду виконується 10 знімків.

4.6 Результати експериментальних досліджень.

4.6.1 Рух моделі метробуса при виконанні маневрів «рух по колу», «поворот на 90⁰» і «переставка». Для кожного заїзду було зроблено від 10 знімків. Результати 4-х тестових заїздів моделі з базою причепа 300 мм за кінематичного способу повороту передньою віссю причепа прямим приводом управління з передаточним відношенням 0,5 при русі по колу зображено на рис. 4.13. У кожному заїзді внутрішня габаритна точка моделі ШЗА рухалася радіусом 260 мм (5,2 м відповідно до вимог Правил №36 ЄЕК ООН). Точки на даній схемі відповідають положенню характерних точок у момент фотографування. Усереднена траєкторія руху середини керованих осей визначалась як середина між точками, які найменше і найбільше віддалені від центра описуваного кола. Усереднені траєкторії руху обох маркерів мають незначні відхилення, поведінку моделі можна вважати адекватною для маневру

кола. Розбіжності між розрахунковими і експериментальними значеннями зміщення траєкторії причепа щодо траєкторії тягача не перевищують 8,5%.

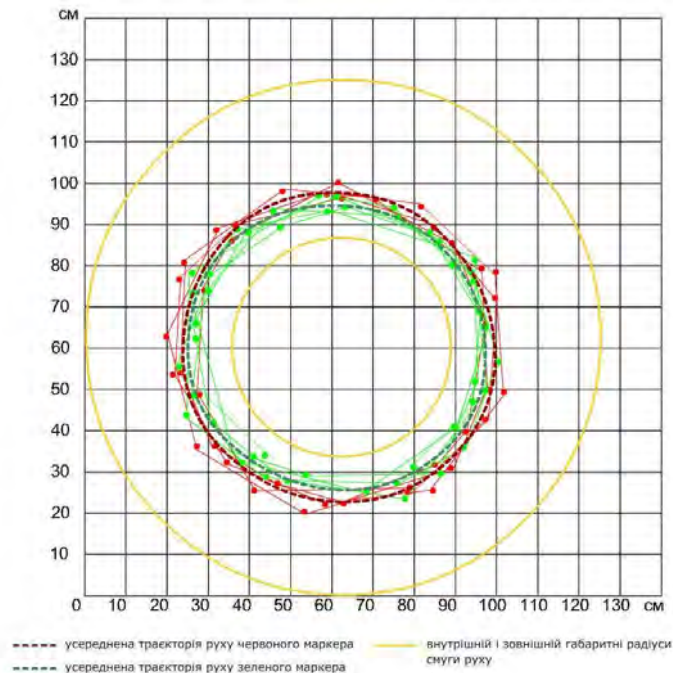


Рисунок 4.13 – Результати експерименту «рух по колу»

Для аналізу маневреності ШЗА при виконанні маневрів «поворот на 90^0 » і «переставка» за різних схем управління колесами другого причепа були застосовані методи планування експерименту. При плануванні експерименту були розглянуті наступні чинники: база другого причепа, гальмівний момент на одному з його коліс, швидкість руху ШЗА.

Оскільки перелічені чинники відповідають вимогам до чинників, що використовуються при плануванні експерименту[144] (керовані, однозначні, безпосередньо діють на об'єкт, визначаються операційно, некореляційні, можливість встановлення різних комбінацій), то їх можна використовувати, як фактори в експерименті.

Для кожного чинника встановлено максимальні та мінімальні значення, тобто інтервали змінювання. Для бази причепа L_{Π} мінімальне значення прийнято в межах 250 мм (реальне значення бази окремих виконаних конструкцій ШЗА з базою причепа 5,0 м), максимальне – 350 мм (перспективні конструкції ШЗА). Для гальмівного моменту M_{Γ} максимальне значення обрано в межах 0,5 Н·м (максимальний момент на колесі у реверсному режимі),

мінімальне – 0 (за відсутності гальмівного моменту на колесі). Для швидкості автопоїзда $v_{\text{ап}}$ максимальне значення, реалізоване в моделі, складає 1,5 м/с (для реального автопоїзда – 30 м/с), мінімальне – відповідає мінімальній стійкій швидкості руху автопоїзда – 0,1 м/с. Відповідні значення факторів наведені у табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Інтервали змінювання факторів

Фактори	Мінімум ($X_{i\text{min}}$)	Максимум ($X_{i\text{max}}$)	Нульовий рівень
База причепа, мм	250	350	300
Гальмівний момент, Н·м	0	0,50	0,25
Швидкість руху ШЗА, м/с	0,10	1,50	0,80

Для значного спрощення подальших розрахунків перейдемо від натуральних факторів до кодованих. Отримаємо [144]:

$$X_{0i} = 0,5(X_{i\text{max}} + X_{i\text{min}}); \quad (4.4)$$

$$\chi = \frac{1}{\Delta X_i}; \quad (4.5)$$

$$\Delta X_i = 0,5(X_{i\text{max}} - X_{i\text{min}}), \quad (4.6)$$

де X_{0i} – нульові точки факторів;

ΔX_i – напівдіапазон зміни фактору.

Перехід від кодованих змінних до натуральних і навпаки виконується за наступними залежностями:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}; \quad (4.7)$$

$$X_i = x_i \Delta X_i + X_{i0}, \quad (4.8)$$

де X_i , x_i – натуральне та кодоване значення фактору відповідно.

Завданням експерименту є отримання рівняння регресії, яке при застосуванні трьох факторів має вигляд [107]

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3 \quad (4.9)$$

де b_{ij} – коефіцієнти регресії;

x_1, x_2, x_3 – фактори.

Для виконання операції кодування значенню $X_{i\max}$ відповідає кодоване значення "+1", а значенню $X_{i\min}$ – "-1".

У табл. 4.5 наведена матриця ортогонального плану другого ступеня повного факторного експерименту, в якому три фактори змінюються на двох рівнях (ПФЕ³) [108].

Таблиця 4.5 - Організація матриці ПФЕ³

№ п/п	Кодовані значення факторів				Натуральні значення факторів		
	X ₀	X ₁	X ₂	X ₃	L _п , м	M _г , Н·м	v _{ап} , м/с
1	+1	+1	+1	+1	3,5	0,5	1,5
2	+1	-1	+1	+1	2,5	0,5	1,5
3	+1	+1	-1	+1	3,5	0,5	1,5
4	+1	-1	-1	+1	2,5	0,5	1,5
5	+1	+1	+1	-1	3,5	0,5	0,1
6	+1	-1	+1	-1	2,5	0,5	0,1
7	+1	+1	-1	-1	3,5	0	0,1
8	+1	-1	-1	-1	2,5	0	0,1
9	+1	+1,215	0	0	4,26	0,25	0,80
10	+1	-1,215	0	0	3,04	0,25	0,80
11	+1	0	+1,215	0	3,0	0,61	0,80
12	+1	0	-1,215	0	3,0	0	0,80
13	+1	0	0	+1,215	3,0	0,25	1,8
14	+1	0	0	-1,215	470	0,25	0,12
15	+1	0	0	0	470	0,25	0,8

Величини зміщень траєкторії причепа щодо траєкторії тягача за колового руху автопоїзда при трьох повторностях наведено у табл. 4.6.

Таблиця 4.6 - Величини зміщень траєкторії причепа щодо траєкторії тягача

№ П/ П	База напівпричепа L _п , мм		Гальмівний момент, Н·м		Швидкість руху ШЗА , м/с		Зміщення при повторностях, мм			
	x ₁	X ₁	x ₂	X ₂	x ₃	X ₃	1	2	3	Середнє
							Δ ₁	Δ ₂	Δ ₃	Δ _{ср}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	1	3,5	1	0,5	1	1,50	55	53	53	53,7
2	-1	2,5	1	0,5	1	1,50	40	38	41	39,7
3	1	3,5	-1	0	1	1,50	59	59	60	59,3
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
4	-1	2,5	-1	0	1	1,50	37	36	36	36,3
5	1	3,5	1	0,5	-1	0,10	53	53	52	52,7
6	-1	2,5	1	0,5	-1	0,10	33	34	35	34,0
7	1	3,5	-1	0	-1	0,10	57	56	55	56,0
8	-1	2,5	-1	0	-1	0,10	35	35	33	34,3
9	1,215	4,26	0	0,25	0	0,80	59	58	58	58,3
10	-1,215	3,04	0	0,25	0	0,80	36	36	34	35,3
11	0	3,0	1,215	0,607	0	0,80	50	53	51	51,3
12	0	3,0	-1,215	0	0	0,80	53	53	51	52,3
13	0	3,0	0	0,25	1,215	1,82	38	36	37	37,0
14	0	3,0	0	0,25	- 1,215	0,12	34	33	33	33,3
15	0	3,0	0	0,25	0	0,80	36	35	36	36,7

За даними табл. 4.6 проведена обробка результатів експерименту.

Коефіцієнти регресії розраховано за залежностями [144]

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N y_u ; \quad b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} y_u}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2} ; \quad b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} y_u}{\sum_{u=1}^N (x_{iu} x_{ju})^2} ; \quad b_{ii} = \frac{\sum_{u=1}^N x'_{iu} y_u}{\sum_{u=1}^N (x'_i)^2} , \quad (4.10)$$

де y_u – змінна стану, тобто значення зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача;

x_{iu}, x_{ju} – кодовані значення факторів відповідного досліджу;

x'_i – фіксовані значення (наведено в табл. 4.5);

$N=15$ – загальна кількість експериментів.

У табл. 4.7 наведені фіксовані значення параметрів.

Таблица 4.7 – Фіксовані значення параметрів

№	x'_1	x'_2	x'_3	№	x'_1	x'_2	x'_3
1	0,27	0,27	0,27	9	0,746	-0,73	-0,73
2	0,27	0,27	0,27	10	0,746	-0,73	-0,73
3	0,27	0,27	0,27	11	-0,73	0,746	-0,73
4	0,27	0,27	0,27	12	-0,73	0,746	-0,73
5	0,27	0,27	0,27	13	-0,73	-0,73	0,746
6	0,27	0,27	0,27	14	-0,73	-0,73	0,746
7	0,27	0,27	0,27	15	-0,73	-0,73	-0,73
8	0,27	0,27	0,27	-	-	-	-

У результаті проведених розрахунків отримані такі значення коефіцієнтів:
 $b_0=5,751$; $b_1=-2,402$; $b_2=1,509$; $b_3=-4,216$; $b_{11}=0,598$; $b_{22}=0,051$; $b_{33}=0,031$;
 $b_{12}=0,601$; $b_{13}=-1,195$; $b_{23}=0,211$; $b_{123}=0,251$.

Перевірка рівноточності дисперсії виконана за критерієм Кохрена [106]

$$G_p < G_T(q, f_1, f_2), \quad (4.11)$$

де $G_p = \frac{S_{u\max}^2}{N \sum_{u=1}^m S_u^2}$ - розрахункове значення критерію Кохрена;

G_T – теоретичне значення критерію Кохрена (обирається по таблицям в залежності від величин q, f_1, f_2);

$q=0,05$ – рівень значимості;

$f_1 = m - 1 = 3 - 1 = 2, f_2 = N = 15$ – число ступенів свободи;

$m = 3$ – кількість паралельних дослідів;

$S_u^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{k=1}^m (y_{uk} - \bar{y}_u)^2$ - построкова дисперсія;

$\bar{y}_u = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m y_{uk}$ - середнє значення змінної стану.

Виконавши необхідні розрахунки та порівнявши теоретичне та розрахункове значення критерію Кохрена (табл. 4.7) робимо висновок про рівноточність дисперсії.

Перевірка коефіцієнтів регресії на значимість виконана за критерієм Стьюдента

$$t_{ip}, t_{ijp}, t_{iip} > t_T(q, f), \quad (4.12)$$

де $t_{ip} = \frac{|b_i|}{S_{b_i}}, t_{ijp} = \frac{|b_{ij}|}{S_{b_{ij}}}, t_{iip} = \frac{|b_{ii}|}{S_{b_{ii}}}$ - розрахункові значення коефіцієнту Стьюдента;

$t_T = 2,04$ – теоретичне значення критерію Стьюдента (обирається по таблицям в залежності від величин q, f);

$f = N(m - 1) = 30$ - число ступенів свободи;

$S_{b_0}^2 = \frac{S_0^2}{N}, S_{b_i}^2 = \frac{S_0^2}{\sum X_{iu}^2}, S_{b_{ij}}^2 = \frac{S_0^2}{\sum (X_{iu} X_{ju})^2}, S_{b_{ii}}^2 = \frac{S_0^2}{\sum (X'_{iu})^2}$ - дисперсії коефіцієнтів регресії;

$S_0^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2$ - похибка експерименту.

Виконавши розрахунок відповідних значень критерію Стьюдента (табл. 4.7) та порівнявши з табличною величиною отримаємо наступні значимі

коефіцієнти регресії:

$b_0=5,751$; $b_1=-2,402$; $b_2=1,509$; $b_3=-4,216$; $b_{11}=0,598$; $b_{12}=0,601$; $b_{13}=-1,195$;
 $b_{23}=0,211$; $b_{123}=0,251$.

Перевіримо рівняння регресії на адекватність за допомогою критерію Фішера [144]

$$F_p < F_T(q, f_{ад}, f_0), \quad (4.13)$$

де F_T – табличне значення критерію Фішера (обирається по таблицям [144] в залежності від величин q , $f_{ад}$, f_0);

$F_p = \frac{s_{ад}^2}{s_o^2}$ - розрахункове значення критерію Фішера;

$s_{ад}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2$ - дисперсія адекватності;

\tilde{y} - змінна стану, що отримано з рівняння регресії;

$f_{ад} = N - l = 15 - 9 = 6$, $f_0 = m - 1 = 3 - 1 = 2$ - число ступенів свободи;

$l = 9$ – кількість членів регресії, що залишилися.

Виконавши розрахунок відповідних величин (табл.4.8) та порівнявши розрахункове та табличне значення критерію Фішера, робимо висновок про адекватність рівняння регресії.

Таблиця 4.8 - Розрахункові величини при обробці результатів експерименту

Розрахункове значення критерію Кохрена, G_p		0,3119
Табличне значення критерію Кохрена, G_T		0,3346
Розрахункове значення критерію Стьюдента	t_{0p}	364,32
	t_{1p}	43,49
	t_{2p}	26,73
	t_{3p}	136,10
	t_{11p}	7,27
	t_{22p}	0,87
	t_{33p}	0,37
	t_{12p}	9,78
	t_{13p}	16,88
	t_{23p}	3,22
	t_{123p}	3,68
Табличне значення критерію Стьюдента, t_T		2,04
Розрахункове значення критерію Фішера, F_p		2,31
Табличне значення критерію Фішера, F_T		2,42

Таким чином, рівняння регресії для зміщення траєкторії напівпричепи щодо траєкторії тягача має вигляд

$$b_0=5,751; b_1=-2,402; b_2=1,509; b_3=-4,216; b_{11}=0,598; b_{22}=0,051; b_{33}=0,031; b_{12}=0,601; b_{13}=-1,195; b_{23}=0,211; b_{123}=0,251.$$

$$\Delta=5,751-2,402x_1+1,509x_2-4,216x_3+0,598(x_1)^2+1,2511x_1x_2+2,1751x_1x_3-0,4201x_2x_3-0,4995x_1x_2x_3 \quad (4.14)$$

Перейдемо від рівняння в кодових параметрах до рівняння в натуральних параметрах. Отримаємо:

$$\Delta=28,102-6,504X_1+1,509X_2-7,516X_3-0,601(X_1)^2+0,598X_1X_2-1,195X_1X_3-0,211X_2X_3-0,249X_1X_2X_3 \quad (4.15)$$

Для визначення похибки експерименту для величини, що розраховується по вимірюваним величинам, користуються наступною залежністю [144]:

$$p_{\Gamma}^2 = \left(\frac{\partial^2 \Delta}{\partial x} \right)^2 \times p_x^2 + \left(\frac{\partial^2 \Delta}{\partial y} \right)^2 \times p_y^2, \quad (4.16)$$

де p_{Γ}^2 - похибка визначення величини Δ ;

p_x - відносна похибка визначення величини X ;

p_y - відносна похибка визначення величини Y ;

$\left(\frac{\partial^2 \Delta}{\partial x} \right)$, $\left(\frac{\partial^2 \Delta}{\partial y} \right)$ - часткові похідні.

У нашому випадку величиною Δ є зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача

Тоді вихідне рівняння для знаходження похибки

$$p_{\Delta}^2 = \left(\frac{\partial^2 \Delta}{\partial L} \right) p_L^2 + \left(\frac{\partial^2 \Delta}{\partial M} \right) p_M^2 \quad (4.17)$$

Знайдемо складові цього рівняння:

$$\left(\frac{\partial^2 \Delta}{\partial L} \right) = -\frac{M}{L^2 + M^2};$$

$$\left(\frac{\partial^2 \Delta}{\partial M} \right) = \frac{L}{L^2 + M^2}.$$

Відносна похибка розраховується за наступною залежністю

$$p_L = \frac{\Psi_L}{X};$$

$$p_M = \frac{\Psi_M}{Y},$$

де Ψ_L , Ψ_M – абсолютні похибки вимірювань відповідно L та M .

Абсолютні похибки – це точність приладу або половина найменшого ділення на шкалі приладу.

Величина L вимірювалась рулеткою з половиною найменшого ділення

$$\Psi_L = \frac{l}{2} = 0,5 \text{ мм}$$

Величина M визначалася з характеристики двигуна 17HS8401 і склала

$$\Psi_M = 0,05 \text{ Нм}$$

Тоді

$$p_{\Delta} = \left(-\frac{Y}{X^2 + Y^2} \right)^2 \times \left(\frac{0,5}{X} \right)^2 + \left(-\frac{X}{X^2 + Y^2} \right)^2 \times \left(\frac{0,05}{Y} \right)^2 \quad (4.18)$$

Найбільша величина похибки p_{Δ} , що отримана за даними табл. 4.6 складає 0,76%.

Визначені за формулою (4.15) величини зміщення траєкторії причепа щодо траєкторії тягача порівнювалися з таким ж зміщеннями, отриманими при керуванні передньою віссю причепа прямим приводом управління з передаточним відношенням приводу 0,5 за тих же умов проведення експерименту (внутрішній габаритний радіус – 260 мм). Зміщення траєкторії причепа щодо траєкторії тягача склали відповідно до бази причепа 350 мм – 52 мм (5,45%), бази причепа 250 мм – 37 мм (7,5%), бази причепа 300 мм – 46 (8%) мм незалежно від швидкості руху ШЗА, тобто гальмування одного з коліс причепа ідентично керування передньою віссю причепа.

Окрім колового руху ШЗА розглядався також його поворот на 90^0 , рис. 4.14, і при виконанні маневру переставка, рис. 4.15.

Маневр повороту на 90^0 виконується подібно до кола, але після проходження четвертої частини кола колеса тягача встановлюються на прямолінійний рух, а колеса причепа аналогічно маневру кола розвертаються залежно від реакції коліс тягача. Момент виходу тягача із повороту може задаватись користувачем командою з клавіатури або відбуватись автоматично через заданий проміжок часу після входження у поворот. Як видно зі схеми руху, зображеної на рис. 4.9, в кінці виконання маневру траєкторія руху причепа прямує в сторону зменшення внутрішнього радіусу повороту, але усереднені значення траєкторій руху характерних точок близькі, отже для

даного маневру поведінку моделі також можна вважати адекватною. Розбіжності між розрахунковими і експериментальними значеннями зміщення траєкторії причепа щодо траєкторії тягача не перевищують 6,1%.

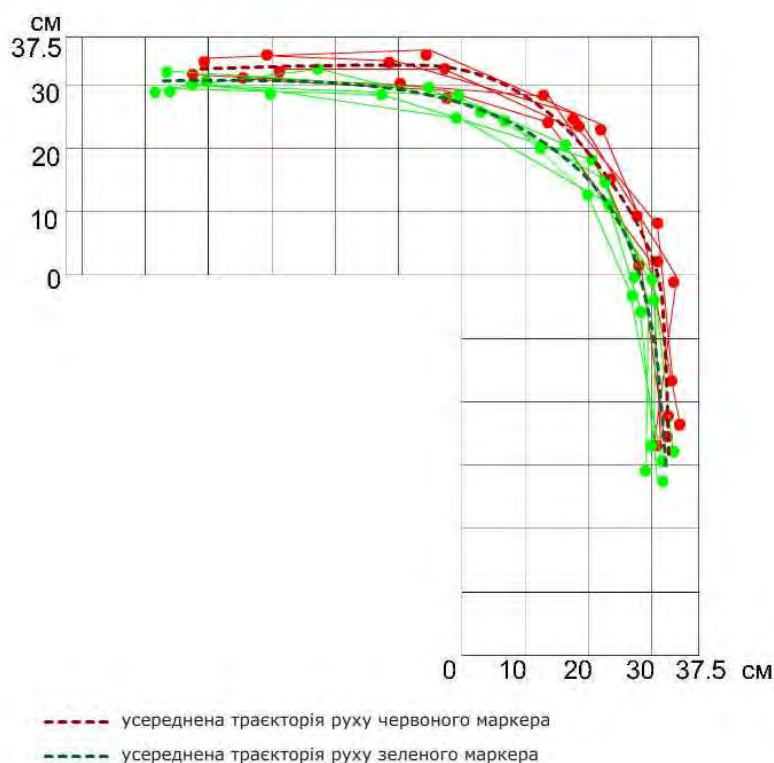


Рисунок 4.14 – Результати 5 заїздів ШЗА при повороті на 90°.

Маневр перестановки виконується наступним чином: кут повороту тягача змінюється таким чином, щоб змінити смугу руху. Моменти на колесах причепа змінюються так, щоб характерна точка причепа повторила траєкторію руху характерної точки тягача. Наприклад, при зміні смуги руху з правої на ліву тягач повертає вліво, потім колеса вирівнюються і повертають направо, так щоб тягач опинився посередині лівої смуги. Відповідним чином змінюється і поворот причепа. Усереднені значення траєкторій руху характерних точок мають незначні відхилення на початку маневру, в цілому для даного маневру поведінку моделі можна вважати адекватною. Розбіжності між розрахунковими і експериментальними значеннями зміщення траєкторії причепа щодо траєкторії тягача не перевищують 7,2%.

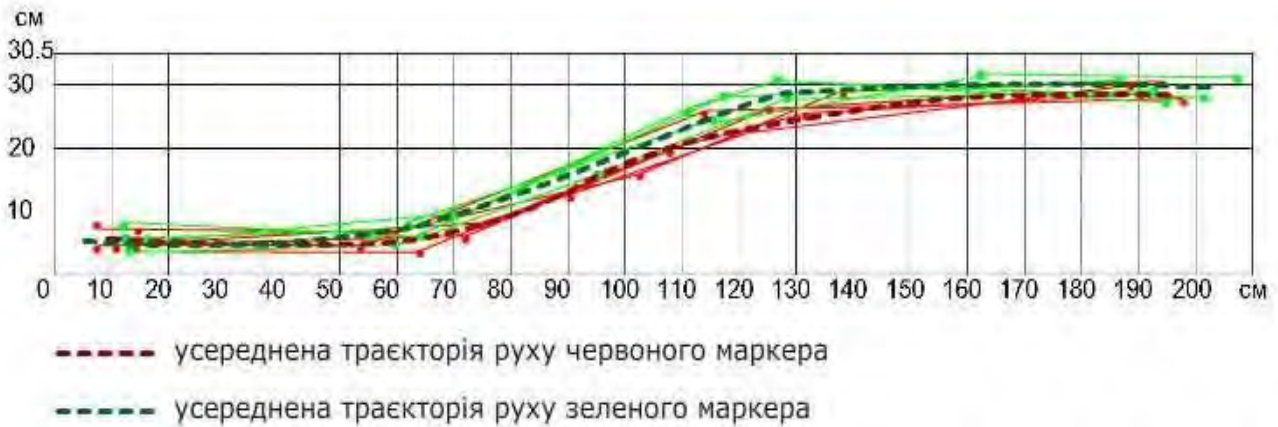


Рисунок 4.15 – Результати 5 заїздів при зміні смуги руху.

4.6.2 Рух моделі метробуса при прямолінійному русі. Перевірку моделі в кінці проведення експерименту було здійснено при русі її прямолінійному русі. При цьому характерна точка автобуса рухалася по прямій. Траєкторії маркерів практично співпали між собою. Відхилення траєкторій причепів щодо траєкторії автобуса не перевищили 3,5%.

4.7 Висновки

1. Розроблена самохідна масштабна модель триланкового метробуса, що відтворює автопоїзд у складі автобуса і двох причепів. Модель обладнана необхідною контрольно-вимірювальною апаратурою.

2. Доведена адекватність розробленої математичної моделі для визначення показників маневреності метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах. Максимальні відхилення траєкторії другого причепа щодо траєкторії автобуса не перевищили 8,5% при коловому русі, 6,1% - при повороті на 90° , 7,2% - при виконанні маневру «переставка» і 3,5% - при прямолінійному русі.

ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. В дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача підвищення показників маневреності і стійкості руху триланкових метробусів шляхом вибору раціональної компоувальної схеми та конструктивних параметрів його причіпних ланок.

2. За допомогою розробленої математичної моделі плоскопаралельного руху триланкового метробуса визначені показники маневреності і стійкості руху. Зокрема, встановлено, що габаритна смуга руху при русі коловою траєкторією автопоїзда з керованим другим причепом складає 6,78 м, а з некерованим – 7,43 м, що на 7,65 і 5,21%% відповідно менше, чим для метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах. При виконанні маневру ISO за швидкості руху автопоїздів 5 м/с як метробус з некерованим, так і керованим другим причепом вписуються у нормований коридор руху. При швидкості 10 м/с уже спостерігаються коливання керованого другого причепа, а відповідно і метробуса, які перевищують допустимі, а при швидкості 15 м/с це явище має місце і для метробуса з некерованим другим причепом.

3. Визначена критична швидкість руху триланкових метробусів з керованим і некерованим другим причепом та проаналізовані фактори, що впливають на її чисельне значення. При цьому встановлено, що для метробуса з некерованим причепом до швидкості 32,2 м/с, а для метробуса з керованим причепом до швидкості 29,0 м/с усі дійсні власні значення коренів характеристичного рівняння є від'ємними, тобто такий режим руху є стійким. При збільшенні швидкості руху метробуса з керованим причепом понад 29 м/с (до швидкості 29,2 м/с) один із коренів характеристичного рівняння став додатнім, тобто за цієї швидкості метробус з керованим причепом може втратити стійкість, тобто цю швидкість можна вважати критичною.

4. Отримані залежності кутів відведення першого і другого некерованого причепів, а також кутової і бічної швидкості центра мас автобуса. Показано, що за швидкості $v=5$ м/с змінні бічна і кутова швидкості центра мас автобуса, кути відведення коліс причепів з плином часу стабілізуються, чим

забезпечується стійкість його руху. При збільшенні швидкості руху до $v=15$ м/с, що відповідає випадку $v > v^*$ (v^* - швидкість появи коливальної нестійкості), для поведінки змінних характерним є зростання амплітуд коливального процесу для кутової і бічної швидкості центра мас автобуса, що призводить до порушення стійкості руху метробуса.

5. Визначені бічні прискорення, що діють у центрі мас окремих ланок, шляхом розв'язку вихідної нелінійної системи диференціальних рівнянь. За величиною прискорень визначався режим руху. Режим руху вважався стійким, якщо прискорення будь-якої ланки метробуса не перевищували $4,5 \text{ м/с}^2$. Встановлено, що за швидкості 10 м/с бічні прискорення, що діють на окремі ланки метробуса з некерованим другим причепом при виконанні маневру „поворот”, менші у порівнянні з керованим метробусом на 22... 29 %%. При виконанні маневру „ривок рульового колеса” за швидкості 10 м/с обидва варіанти метробуса не забезпечують стійкість руху, бо максимальні бічні прискорення у центрі мас другого причепа перевищують порогове значення – $4,5 \text{ м/с}^2$.

6. Показано, що при аналізі стійкості руху метробуса більш інформативним, ніж бічні прискорення, є коефіцієнт посилення бічного прискорення останнього причепа. Аналіз результатів розрахунку показав, що для метробуса з некерованим другим причепом коефіцієнт посилення значно менший у порівнянні з керованим метробусом, тобто за показниками стійкості у неусталених режимах перевагу слід віддати метробусу з некерованим другим причепом.

7. За допомогою розробленої самохідної масштабованої моделі триланкового метробуса доведена адекватність розробленої математичної моделі для визначення показників маневреності метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах. Максимальні відхилення траєкторії другого причепа щодо траєкторії автобуса не перевищили 8,5% при коловому русі; 6,1% - при повороті на 90^0 ; 7,2% - при виконанні маневру «переставка» і 3,5% - при прямолінійному русі.

Література

1. [Електронний ресурс]–Ресурс доступу <https://bus10.kz/index.php/menu2-brt>.
2. [Електронний ресурс]–Ресурс доступу <https://griphon.livejournal.com/222403>.
3. Сахно В.П. Переваги, недоліки та перспективи метробусів/В.П.Сахно, В.В.Біліченко, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький//Матеріали УІ-ої міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту». 12-13 квітня 2018 р. – Вінниця, Вінницький національний технічний університет. – С. 176-178.
4. Омельницький О.Є. Аналіз конструкції метробусів /О.Є.Омельницький // Автошляховик України. – 2018, №3, С.7-11
5. Giancarlo Genta, Lorenzo Morello, Francesco Cavallino, Luigi Filtri. The Motor Car: Past, Present and Future — Springer Dordrecht Heidelberg New York London, 2014. XXIV, 662 p. 418 illus. — ISBN 978-94-007-8551-9, ISBN 978-94-007-8552-6 (eBook), DOI 10.1007/978-94-007-8552-6.
6. Ehsani M., Gao Y., Emadi A. Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory, and Design / Second Edition. CRC Press, 2010. 557p. International Standard Book Number (ISBN):978-1-4200-5398-2.
7. Mastinu G., Gobbi M., Miano C. Optimal Design of Complex Mechanical Systems: With Applications to Vehicle Engineering Springer, 2006. 403 p. ISBN:3540343547.
8. Бажинов О.В., Смирнов О.П., Серіков С.А., Гнатов А.В., Колесніков А.В. Гібридні автомобілі. – Харків, ХНАДУ, 2008. – 327 с. ISBN: 966-652-160-5.
9. Сахно В.П. Перспективи використання метробусів в Україні /В.П.Сахно, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький //Матеріали 9-ої Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування». – Херсон: Херсонська державна морська академія, 2018. – С. 313-318.

10. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда /Я.Х.Закин. - М.: Транспорт, 1967. - 225 с.
11. Фаробин Я.Е. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок /Я.Е. Фаробин, В.С.Щупляков. - М.: Транспорт. 1983. - 200 с.
12. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я.Х.Закин. - М.: Транспорт, 1986. - 137 с.
13. Закин Я.Х. Ширина проездов при движении автопоездов / Я.Х.Закин. - ГосНИИ автомобильного транспорта. Лен. филиал. - М.: Транспорт, 1968. - 81с.
14. Фаробин Я.Е. Трехзвенные автомобильные поезда /Я.Е.Фаробин, О.А.Самойленко. -М.: НИИИавтопром. 1983. -48с.
15. Трехзвенные автопоезда /Я.Е.Фаробин, А.М.Якобашвили, А.М.Иванов и др. Под общ. ред. Я.Е.Фаробина – Машиностроение, 1993. – 224 с.: ил.
16. Жилин И.В. Повышение маневренности многозвенных автопоездов / автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.03 „Автомобили и тракторы” /И.В.Жилин. – Волгоград, 1980. – 21 с.
17. Фаробин Я.Е., Маланин В.В., Аюпов В.В. Аналитический метод определения положения звеньев многозвенного автопоезда на опорной поверхности // Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1985, №8. – С.64-69.
18. Закин Я.Х., Пурник М.А. Определение маневренных свойств автомобилей и автопоездов //Автомобильная промышленность. – 1982. №3. – С. 37-40.
19. Закин Я.Х. Основы теории движения транспортных и специализированных автомобильных поездов / Арэф. дис... доктора техн. наук. – Л., 1960. – 39 с.
20. Белов Р.В., Гриф М.И., Пантелеев В.И. Кинематика поворота седельного автопоезда с эластичными шинами //Тр. МАДИ. – 1979, вып. 173. – С. 81-87.
21. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин.- М.:Машиностроение, 1970. - 176 с.

22. Ибрагимов Э.Н., Жилин И.В., Федотов А.М. Уравнения движения многозвенника и их применение для исследования автопоездов. Ред. ж. "Автомобильная промышленность". - М.: 1987. - 21 с /Рукопись деп. в НИИНавтопроме, № 1645-ап/.

23. Лобас Л.Г. Математическая модель связанных систем с качением // Прикл. механика. – 1984. – 20. № 6, с. 80-87.

24. Холмер В.А. Оценка маневренных свойств многозвенных автопоездов.// Пути улучшения автотранспортных средств. - Сб. науч. тр./МАДИ. М.. 1985. С.31-35.

25. Жилин И.В. Повышение маневренности многозвенных автопоездов / Ареф. дис... канд. техн. наук. – Волгоград, 1980. – 21 с.

26. Сахно В.П. Маневреність метробусів / В.П.Сахно, В.В.Біліченко, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький //Вісник машинобудування та транспорту : науковий журнал /Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет–Вінниця: ВНТУ, № 2(6), 2018. – С.131-140.

27. Сахно В.П. Маневреність триланкового метробуса/ В.П.Сахно, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький //НАУКОВІ ПРАЦІ Міжнародної науково-практичної конференції "Новітні технології розвитку автомобільного транспорту". – Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України. – 2018. – С. 305-308.

28. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Угляниця С.С., Стельмащук В.В. До визначення габаритної смуги руху трьохланкових автопоїздів// Вісник Східноукраїнського національного університету імені В.Даля. – 2004. – №7 (77) (Частина 1). –с.30-36.

29. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Угляниця С.С., Стельмащук В.В. Маневреність триланкових автопоїздів// Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. –2004. Окремий випуск №7. С.118-124

30. Вороніна І.Ф., Шкварко К.В., Стельмащук В.В. Порівняльна оцінка

показників маневреності три ланкових автопоїздів різних компоновальних схем// Вісник/ Національного транспортного університету. – К., 2004. – Вип. 9. – С.165-170.

31. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Вербицький В.Г., Стельмашук В.В. До визначення показників маневреності і стійкості руху трьох ланкових автопоїздів// Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів: Науковий журнал. Вип.17. – К.: НТУ, ТАУ, 2003 – С.141-146

32. Сахно В.П., Кузнєцов Р.М., Енглезі О.А. До питання використання триланкових автопоїздів в Україні// Атошляховик України.–2005.–№5.–С.13-16.

33. Сахно В.П., Стельмашук В.В., Енглезі О.А., Кузнєцов Р.М., Мурований І.С. Експериментальні дослідження керованості і стійкості руху три ланкових автопоїздів// Вісник Східноукраїнського національного університету імені В.Даля. – 2006. – №7 (101). –С.10-15.

34. Вороніна І.Ф., Енглезі О.А., Кузнєцов Р.М., Стельмашук В.В. Експериментальні дослідження показників маневреності триланкових автопоїздів// Вісник Східноукраїнського національного університету імені В.Даля. – 2005. – №8 (78) (Частина 1).

35. Сахно В.П. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на показники маневреності метробуса /В.П.Сахно, В.М.Поляков, С.М.Шарай, О.Є.Омельницький //Вісник ЖДТУ, 2018, №2 (77), с.248-256.

36. Тімков О.М. Визначення показників маневреності причіпного автопоїзда з наближеними осями причепа // Вісник НТУ. – 2003. – № 8. – С. 325–327.

37. Сахно В.П., Куць Н.Г., Тімков О.М. Приводи керування сучасних автопоїздів // Автошляховик України: Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. – 2002. – № 5. – С. 78–79.

38. Сахно В.П., Вороніна І.Ф. Тімков О.М. Математична модель руху триланкового причіпного автопоїзда // Вісник Північного наукового центру ТАУ. – 2003. – № 6. – С. 134–139.

39. Сахно В.П., Тімков О.М. Результати чисельного інтегрування рівнянь руху в нелінійній постановці // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. – Київ: НТУ, ТАУ, 2003. – № 16 – С. 26–30.

40. Сахно В.П., Загороднов М.І., Тімков О.М. Результати експериментального визначення параметрів руху причіпного автопоїзда з наближеними осями причепа // Автошляховик України: Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. — 2004. – № 7. – С.105–107.

41. Сахно В.П., Сондак В.М., Загороднов М.І., Тімков О.М. Маневреність та стійкість руху трьохланкових автопоїздів // *Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdow samochodowych i maszyn roboczych samojedznych.* – Rzeszow: Politechnika, 2003. – P 283–289.

42. Сахно В.П. Кінематика повороту гібридного автопоїзда з подвійним приводом управління на поворотну вісь напівпричепа / В.П. Сахно, В.М. Поляков, Р.М. Марчук, В.М. Босенко // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2015. – №2(6).-С.139-146. ISSN 2313-5425

43. Сахно В.П., Мурований І.С., Селезньов В.Е. До визначення показників маневреності шарнірно-зчленованих автобусів. Науковий журнал //Вісник Машинобудування та транспорту. Вінниця, 2016 - № 2. – С. 97-105.

44. Сахно В.П. До порівняльної оцінки транспортних засобів для міських перевезень пасажирів в системі BRT /В.П.Сахно, В.М.Поляков, Є.М.Місько, Омельницький О.Є.//Автошляховик України.–2019, №6, С.7-11.

45. В.П. Сахно, В.В. Біліченко, В.М. Поляков, О.Є. Омельницький Маневреність метробусів // Матеріали II Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (25 – 26 квітня 2018 року, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, м. Полтава). – Полтава: ПолтНТУ, 2018. – С. 11 – 14.

46. Зисман Л.М., Гинцбург Л.Л. Методика аналитического определения

взаимного положения прицепного звена и тягача на поворотах. // Автомобильная промышленность. - 1973. - № 10. - С.15-16.

47. Sakhno V.P., Marchuk M.M., Marchuk R.M. Study of long haul truck movement along the curvilinear trajectory while steering a carryall semi-trailer – container by braking the wheels of one axle /INMATEN – Agricultural Engineering, vol. 49. No.2/2016 //National institute of research-development for machines and installations designed to agriculture and food industry – INMA Bucharest.

48. Сахно В. Дослідження маневреності гібридного автопоїзда за комбінованого способу управління напівприцепом на моделі /В.Сахно, Д.Яценко, О.Тімков, О.Корпач, В.Босенко, О.Лисенко // Systemy i srodki transportu samochodowego. Badania, konstrukcja i technologia. Wybrane zagadnienia. – Monografia nr 8, Seria: Transport. – Rzeszow, 2017 – С. 107–116.

49.Vladimir Sakhno, Igor Murovany, Svitlana Sharai, Vadim Seleznev. Comparative evaluation of maneuverability of large and extra large class buses //Mobile machines. International scientific conference, Kaunas, Lithuania. Aleksandras Stulginskis University, 2017, p. 38-47.

50. Сахно В.П. Переваги, недоліки та перспективи метробусів/ В.П.Сахно, В.В.Біліченко, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький//Матеріали VI-ої міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту». 12-13 квітня 2018 р. – Вінниця, Вінницький національний технічний університет. – С. 176-178.

51. Сахно В.П. Шляхи поліпшення маневреності метробуса /В.П.Сахно, І.С.Мурований, В.В.Стельмащук, В.П.Онищук, О.Є.Омельницький//Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцький НТУ, 2018. - №2. – С.122-133.

52. Сахно В.П. Поліпшення експлуатаційних властивостей метробусів /В.П.Сахно, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький //Збірник наукових праць ІУ Всеукраїнської науково-практичної конференції «Новітні шляхи створення, експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів». – Миколаїв: ТОВ «МІПРО», 2018. – С.63-64.

53. Gerlici, J., Sakhno, V., Yefymenko, A., Verbitskii, V., Kravchenko, A., Kravchenko, K. The stability analysis of two-wheeled vehicle model (2018). MATEC Web of Conferences, 157 с.

54. Сахно В.П. Маневренность автопоезда с прицепом категории О2 /В.П.Сахно, В.В.Стельмашук, Р.В.Пазин //Материалы Международной научно-технической конференции «Автомобиле- и тракторостроение. – Минск, Белорусский национальный технический университет, 2018. – С. 42-44.

55. Сахно В.П. Пути улучшения маневренности метробусов /В.П.Сахно, В.П.Онищук, О.Е.Омельницкий //Материалы Международной научно-технической конференции «Автомобиле- и тракторостроение. – Минск, Белорусский национальный технический университет, 2018. – С. 45-48.

56. Sakhno Volodymyr. До питання щодо маневреності метробуса/Sakhno Volodymyr, Omelnytskyi Oleg, Poliakov Victor// Systemy i srodki transportu samochodowego. Badania, konstrukcja i technologia. Wybrane zagadnienia. – Monografia nr 12, Seria: Transport. – Rzeszow, 2018 – С. 101–108.

57. Курочкин А.С. Исследование маневренности и устойчивости автомобильного поезда с длиннобазным многоосным полуприцепом: Дисс... канд. техн. наук. – Киев. 1978. –161 с.

58. Лотиш В.В. Дослідження маневреності триланкових сидельно-причіпних автопоїздів / В.В.Лотиш, О.А.Енглезі, І.С. Мурований //Луцький державний технічний університет: Наукові нотатки. – Луцьк. – 2007. – С. 265-267.

59. Мурований І.С. До визначення показників маневреності триланкових причіпних автопоїздів / І.С.Мурований //Вісник Національного транспортного університету: – К.: НТУ, 2007. – Випуск 15. – С.72-75.

60. Вороніна І.Ф. До визначення показників маневреності триланкового автопоїзда /І.Ф.Вороніна // Вісник Національного транспортного університету. – К., 2004. – Вип. 9. – С.165-170.

61. Сахно В. П. Маневреність триланкових автопоїздів типу “B-Double” / Сахно В. П., Глінчук В. М., Марчук Р. М., Онищук В. П. // Проблеми автомобільного транспорту. – Збірник наукових праць. – Випуск 7. – Київ : НТУ, 2010. – С. 187–198.

62. Володимир Сахно, Роман Марчук, Микола Файчук. Дослідження маневреності і стійкості автопоїзда-контейнеровоза при криволінійному русі за різних схем управління напівпричепом // An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery // Commission of motorization and energetics in agriculture // MOTROL, Vol. 14, No. 4. – Lublin, 2012. – С. 185–191.

63. В. А. Корчагин, В. П. Сахно, Р. М. Кузнецов, Р. М. Марчук, Н. И. Файчук. Сравнительная оценка маневренности двух- и трехзвенных автопоездов. Научно-технический журнал. Мир транспорта и технологических машин. – Орел. № 1 (40) 2013. – С. 59–65.

64. COUNCIL DIRECTIVE 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities. – 1996. – No L235/59-75.

65. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities. – 2002. – No L67/47-49.

66. Шкварко К.В. Довгомірні трьохланкові автопоїзди – новий етап розвитку автомобільних перевезень в Україні на шляху до Європи/Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів: Науковий журнал. Вип. 17. – К.: НТУ, ТАУ, 2003. – с.146-152.

67. Сахно В.П. Пошук шляхів підвищення стійкості прямолінійного руху автопоїзда /В.П.Сахно, Л.І.Завялова, Є.Л.Барілович, О.А.Крестянполь //Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Центрального наукового центру Транспортної Академії України. Випуск N2. 1999. с.-70-73.

68. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. – М.: Машиностроение, 1989. – 279с.

69. Limit steady state vehicle handling. Dixon J.C. Inst.Mech.Eng.” 1987, D201, N4, 281 p.

70. Литвинов А.С., Фаробин Я. Е. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

71. Носенко М.А., Бахмутский М.М., Гинцбург Л.Л. Управляемость и устойчивость автомобилей. Испытания и расчет. – М.: Машиностроение, 1981. – 47с.

72. Артемьев А.Н. Системный подход в теории проектирования автомобиля. – М.: НИИНавтопром, 1981. – 113 с.

73. Артемьев А.Н. Управляемость и аналитическое конструирование автомобиля. – М.: НИИНавтопром, 1981. – 58 с.

74. Добрин А.С. Устойчивость и управляемость автомобиля при неустановившемся движении. – М., 1968. –18 с.

75. Добрин А.С. Оценочные параметры устойчивости автомобилей против опрокидывания. – Автомобильная промышленность, 1971, № 3, с. 28-29.

76. Сахно В.П., Гейко С.В., Крестянполь О.А. До визначення кутів відведення коліс транспортних засобів при дослідженні стійкості руху //Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Центрального наукового центру Транспортної Академії України. Випуск N2. 1999. с.-93-97.

77. Фаробин Я.Е. О коэффициентах качения колес с шиной при уводе /В кн.: Конструирование, исследование, испытание автомобилей. –М.: Машгиз, 1995. – С.27 - 29.

78. Глінчук В.М. Вибір та обґрунтування типу та складу причіпних ланок триланкового автопоїзда за показниками маневреності / В.М.Глінчук // Вісник

Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч. 1. – К.: НТУ, 2008. – Випуск 17. – С.108-115.

79. Носенко М.А., Бахмутский М.М., Гинцбург Л.Л. Управляемость и устойчивость автомобилей. Испытания и расчет. – М.: Машиностроение, 1981. – 47с.

80. Mitschke M., Bisimis E. Theorie zum Fohrzvezhalten drelachsiger Sattelanhanger.- Deutsche Kraft-fahztforschung und Strassenverkehrstechnik, 1972, N 224, 448.

81.Mitschke Manfred, Bislmis Enstache. Doppelachsaggregate bei Sattelanhangern. "Dtsch. Krftfahrforsch. und Strassenverkehrs teehn.", 1971, N 210, 34s, ill.

82. Эллис И. Управляемость автомобиля. - М.: Машиностроение, 1975. – 187 с.

83. Сахно В.П., Барилевич Ї.Л.,Зав'ялова Л.І., Крестянполь О.А. Про многовид стаціонарних станів багатовісних автомобілів// Вісник ТАУ, УТУ. - 1998. - N2. с. 117-137. Сахно В.П., Редзюк А.М., Крестянполь О.А. Масов і габаритні параметри сучасних дорожніх транспортних засобів//Автошляховик України.- 1999. N1. с.12-15.

84. Сахно В.П., Вербицкий В.Г., Барилевич Е.Л. Бифуркации и катастрофы в динамических системах с симметрией: приложения к транспортной механике. Актуальные проблемы фундаментальных наук. Труды Второй Международной Научно-технической конференции. Симпозиум "Теоретическая и прикладная механика".- М: Техносфера-Информ. 1994. С.35-

85. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля. - М.: Машгиз, 1947. - 156 с.

86. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. - М.: Машиностроение. 1989. - 279 с.

87. Сахно В.П. Обоснование систем управления специализированных автотранспортных средств для перевозки строительных конструкций. Дис. .. соиск. уч. степ. д.т.н. – Киев, 1991. – 480 с.

88. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. - М.: Машиностроение, 1984. - 164 с.

89. Pacejka H B Simplified analysis of steady state turning behaviour of motor vehicles Part 2 Stability of the steady state turn //Vehicle Syst. Dyn. -1973 V 2, №4 P.173-183.

90. Pacejka H B Simplified analysis of steady state turning behaviour of motor vehicles Part 3 More elaborate systems //Vehicle Syst. Dyn. - 1973 V 2, №4 P 188-204.

91. Citikio G. A study of a phase plane representation for identifying vehicle behaviour //Vehicle Syst. Dyn. - 1986 V15 №7 P. 152 -167.

93. Jonson D.B, Huston K.C Nonlinear lateral stability analysis of road vehicles using Lapunov's second method // SAE Techn Pap Ser 1984 -N841057 - P 18 - 43.

94. Сахно В.П., Завьялова Л. И., Барилевич Е.Л. Оценка влияния схем рулевого управления на устойчивость прямолинейного движения многоосного автомобиля. Транспортна академія України. Праці Західного наукового центру. Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів.-Том 5.Львів.1998. -с.152-153.

95. Хачатуров А.А. Динамика системы "Дорога - шина - автомобиль - водитель". - М.: Машиностроение, 1976. - 530 с.

96. Kane T.K., Man G.K. The importance of slip law nonlinearity in the theory of steady turning of automobiles. "Mech. Res. Commun", 1977, 4, N5, 315-320.

97. Mac Adam C.C., Fancher P.S. A study of the closed-loop directional stability of various commercial vehicle configurations. "Vehicle Syst. Dyn.", 1986, 15 N Suppl.. 367-382.

98. Bergman W. Bergman gives new meaning to Understeer and Oversteer. - SAE Journal, 1977. - N 12, p. 36-51.

99. Bisimis Enstache. Geradeanfahrt von Sattelschleppern mit Doppelachsaggregaten. "Automob. - Ind.", 1969, 14, N4, 63-69.

100. Eills I.R. Articulated Vehicle Ride and Handling. Automobile Engineer. 11, 1966, p. 438-446.

101. Ervin R.D., Nisonger R.L. Eliminating yaw instability in traktor-semitrallers during cornering // The HSRI research review. - 1979. - 10, N 1. - P. 1-17.

102. Nisonger R.L., Macadam C.C. Influence of self-Steering axles on the directional response of commercial Vehicles. "Vehicle Syst. Dyn.", 1983, 12, N1-3, 93-96.

103. Sachs H. K., Singh M. Automobile stability - a study of the domain of attraction // Vehicle Syst. Dyn.- 1977.-V.6, N2-2.-P.169-177.

104. Sachs H.K., Singh M. Automobile stability - a study of the domain of attraction //The dynamics of vehicles on roads and tracks. Proseeding of 5th VSD - 2nd IUTAM Symposium.-Amsterdam.-1978.- P.265-282.

105. Асриянц А.А., Хачатуров А.А., Яковлев Е.И. Критическая скорость движения прицепа. // Труды МАДИ. - 1973. - Вып. 67. - с. 106-109.

106. Сахно В.П., Стельмащук В.В, Вороніна І.Ф., Енглезі О.А. До визначення критичної швидкості руху три ланкових автопоїздів// //Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. Вип. 2. – К.: НТУ, 2005. – С. 106-114.

107. Сахно В.П., Вербицький В.Г., Енглезі О.А., Сондак В.М. Аналіз стійкості і маневреності автопоїзда з системою управління кутами складання його ланок//Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ПНЦ ТАУ. –2006. Випуск 9. С.85-88.

108. Сахно В.П. Шляхи поліпшення маневреності метробуса /В.П.Сахно, І.С.Мурований, В.В.Стельмащук, В.П.Онищук, О.Є.Омельницький//Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцький НТУ, 2018. - №2. – С.122-133.

109. Высоцкий М.С. Основы проектирования автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности/ М.С. Высоцкий. Мн., Наука и техника. 1980.-200 с.

110. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Кузнецов Р.М., Енглезі О.А. До визначення критичної швидкості руху триланкових автопоїздів// Вісник/ Національного транспортного університету. – К., 2005. – Вип. 10.

111. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Вербицький В.Г., Стельмащук В.В. До визначення показників маневреності і стійкості руху трьохланкових автопоїздів// Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів: Науковий журнал. Вип.17. – К.: НТУ, ТАУ, 2003 – С.141-146

112. Volodimir Sakhno, Juraj Gerlici, Victor Poliakov, Alexandr Kravchenko, Oleg Omelnitsky, Tomas Lask. Road train motion stability in BRT system //XXIII Polish-Slovak Scientific Conference Machine Modelling and Simulation. MMS 2018.- Book of abstracts, September 4-7, 2018, Rydzyna Poland, p.49.

113. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Енглезі О.А., Кузнецов Р.М. До визначення показників стійкості три ланкового причіпного автопоїзда у прямолінійному русі// Вісник Національного транспортного університету. – К., НТУ, 2006. – Вип. 12. С. –64-68.

114. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Кузнецов Р.М., Енглезі О.А. До визначення критичної швидкості руху триланкових автопоїздів// Вісник/ Національного транспортного університету. – К., 2005. – Вип. 10.

115..Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Вербицький В.Г., Стельмащук В.В. До визначення показників маневреності і стійкості руху трьохланкових автопоїздів// Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів: Науковий журнал. Вип.17. – К.: НТУ, ТАУ, 2003 – С.141-146

116.Сахно В.П., Стельмащук В.В., Кузнецов Р.М., Вороніна І.Ф. Дослідження стійкості руху триланкових автопоїздів// Вісник Східноукраїнського національного університету імені В.Даля. – 2005. – №6 (88). –С.29-33.

117. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Енглезі О.А., Кузнецов Р.М. До визначення показників стійкості три ланкового причіпного автопоїзда у прямолінійному русі// Вісник Національного транспортного університету. – К., НТУ, 2006. – Вип. 12. С. –64-68.

118. Автомобили. Устойчивость: Монография /В.Г.Вербицкий, В.П.Сахно, А.П. Кравченко, А.В.Костенко, А.Э.Даниленко.–Луганск: Изд-во «Ноулидж»,2013.–176 с.: ил.
119. Работа автомобильной шины / Кнороз В.И., Кленников Е.В., Петров И.П., Шелухин А.С., Юрьев Ю.М. / Под ред. В.И. Кнороза. - М.: "Транспорт", 1976. – 238 с.
120. Левин М.А., Фуфаев Н.А. Теория качения деформируемого колеса. – М.: Наука. Гл.ред.физ.-мат.лит. – 1989. – 272 с.
121. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1978. – 376 с.
122. Рокар И. Неустойчивость в механике. – М.: Изд – во иностр. лит., 1959. – 288 с.
123. Келдыш М.В. Шимми переднего колеса трехколесного шасси // Труды ЦАГИ. – М.: 1945. – Вып. №564. – С. 1-33.
124. Фуфаев Н. А. К теории качения колеса с упругой деформируемой шиной // Изв. АН СССР. МТТ. – 1981. - №3 – С. 134 – 142.
125. Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.А. Динамика неголономных систем. – М.: Наука, 1967. – 520 с.
126. Келдыш М.В. Шимми переднего колеса трехколесного шасси. // Труды ЦАГИ. - 1945. - Вып. №564. - с.1-33.
127. Лобас. Л Г Неголономные модели колесных экипажей. Киев: Наук. думка, 1986 -232 с.
128. Сахно В.П., Бондаренко А.Є., Глінчук В.М., Енглезі О.А. Рівняння руху триланкового автопоїзда типу “B-Double” //Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. – 2009. – Випуск 12. – С.164-169.
129. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Бондаренко А.Є., Глінчук В.М. Покращання показників стійкості триланкових автопоїздів// Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч. 1. – К.: НТУ, 2006. – Випуск 13. – С.35-41.

130. Сахно В.П., Вербицький В.Г., Енглезі О.А., Бондаренко А.Є. Стійкість триланкового сідельно-причіпного автопоїзда з керованим напівпричепом у криволінійному русі // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Науковий журнал. – 2008. – Випуск №7(125). – Частина 2. – С.10-13.

131. Бондаренко А.Є. До визначення показників стійкості три ланкового причіпного автопоїзда// Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч. 1. – К.: НТУ, 2007. – Випуск 15. – С.155-160.

132. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике /Л.И.Седов// М.: Наука, 1967. – 428 с.

133. Седов А.В. Моделирование объектов с дискретно-распределенными параметрами. – М.: Наука. – 2010. – 2 34 с.

134. Гуменюк П.О. Розробка масштабованої моделі автопоїзда / Гуменюк П.О. // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк, ЛНТУ, 2012. – Вип. 37. – С.68-69.

135. Сервопривод MG 995. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу <https://prom.ua> >...електродвигатели > серводвигатели > MG 995: схема подключения.

136. Шаговый двигатель 17HS 8401. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу <https://prom.ua> >...шаговый двигатель 17HS 8401 1.8А. 0,52 Нм.

137. Arduino – датчик частоты. Ресурс доступу <https://arduino-rit.ru/product/datchik-skorosti-vraschenia>.

138. Контроллер Arduino uno. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу www.aliexpress.com.

139. Микроконтроллер AT Mega 328. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу www.alldatasheet.com/Atmega328.

140. Плата расширения Arduino Motor Shield L293D. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу <https://radioprogram.ru/shop/merch/42>.

141. Плата расширения Arduino Mega 2560. [Електронний ресурс] – Ресурс доступу <https://arduino.ua/cat3-Plati-rashirenii-arduino>.

142. Согласующая плата Ramps 1.4. [Электронный ресурс] – Ресурс доступу [https://arduino.ua/prod 950 – plata – ramps –1 – 4 – pod – arduino – mega – 2560](https://arduino.ua/prod/950-plata-ramps-1-4-pod-arduino-mega-2560).

143. Драйвер двигателей A 4988. [Электронный ресурс] – Ресурс доступу [https://arduino.ua/prod 551 – draiver – shagovogo – dvigatelya – a4988 – ot – pololu](https://arduino.ua/prod/551-draiver-shagovogo-dvigatelya-a4988-ot-pololu).

144. Адлер Ю.П. Введение в планирование эксперимента. – М.: Металлургия, 1969. – 157 с.